В. В. БАРЛИТ

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ТУРБИНЫ

*Допущено Министерством высшего
и среднего специального образования УССР
в качестве учебного пособия
для студентов вузов, обучающихся
по специальности «Гидравлические машины
и средства автоматики»*

КИЕВ
ГОЛОВНОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
ИЗДАТЕЛЬСКОГО ОБЪЕДИНЕНИЯ «ВИЩА ШКОЛА»
1977

6П2.3
Б25

УДК 621.224(07)

Гидравлические турбины. Барлит В. В. Киев, Издательское объединение «Вища школа», 1977, 360 с.

В книге рассмотрены основы теории рабочего процесса гидротурбин, методы их гидромеханического расчета и выбора элементов проточной части, а также вопросы подобия, потерь энергии, кавитации в гидротурбинах, испытания моделей гидротурбин, выбора основных параметров натурных гидротурбин, построения характеристик.

Учебное пособие составлено в соответствии с программой курса «Гидравлические турбины» и предназначено для студентов вузов, обучающихся по специальности «Гидравлические машины и средства автоматики». Может быть использовано также инженерами и техниками при проектировании и эксплуатации гидротурбин и других лопастных гидравлических машин.

Табл. 53. Ил. 187. Список лит.: 28 назв.

Рецензенты кандидаты техн. наук *В. И. Сулига* и *Г. А. Свинарев*

Редакция литературы по строительству, архитектуре и коммунальному хозяйству
Зав. редакцией *В. В. Гаркуша*

Б $\frac{30314-035}{М211(04)-77}$ 57—77

ПРЕДИСЛОВИЕ

Наша страна, располагая огромными запасами гидроэнергии, последовательно осуществляет строительство мощных гидроэлектростанций, насосных и гидроаккумулирующих станций, используемых для решения ряда комплексных задач народного хозяйства. В СССР эксплуатируются мощные гидростанции, на которых установлены отечественные гидротурбины, обладающие высокими технико-экономическими показателями. В настоящее время проектируются и изготавливаются уникальные гидротурбины для гидростанций Сибири, Средней Азии, Кавказа и других районов страны. Разработка современных гидротурбин, обладающих высокими энергокавитационными характеристиками и повышенной быстроходностью, стала возможной благодаря применению современных теоретических и экспериментальных методов исследования рабочего процесса гидротурбин с использованием ЭВМ. Настоящее учебное пособие служит для подготовки специалистов, обладающих определенными знаниями в области расчетов и экспериментального исследования гидромашин.

Здесь рассмотрены основы теории рабочего процесса и гидромеханические методы расчета и выбора элементов проточной части гидротурбин, которые нашли применение в инженерной практике. Кроме того, излагается сущность новых методов расчета лопастных систем, которые начинают внедряться в практику гидротурбостроения на базе применения ЭВМ.

Освоенные и проверенные методы расчета и исследования элементов проточной части гидротурбин (спиральных камер, статоров, направляющих аппаратов, рабочих колес различных типов, отсасывающих труб) изложены достаточно подробно. Это позволит использовать изложенный в книге материал для подготовки к практическим и лабораторным занятиям, при выполнении курсового и дипломного проектов по гидротурбинам.

В учебном пособии использованы материалы курса лекций «Гидравлические турбины», читаемого автором студентам специальности «Гидравлические машины и средства автоматики» энергомашиностроительного факультета Харьковского ордена Ленина политехнического института им. В. И. Ленина [2; 3; 4].

Были использованы также известные отечественные и зарубежные монографии, статьи и другие технические материалы.

Глубже изучить интересующие читателя вопросы поможет список рекомендуемой литературы, приведенный в конце книги.

Единицы измерения в настоящем пособии приводятся в Технической системе единиц, так как в литературе по гидромашинам широко продолжают пользоваться этой системой. Чтобы перейти к Международной системе единиц СИ, следует пользоваться табл. I, помещенной в приложении.

Автор выражает благодарность: рецензентам кандидатам технических наук В. И. Сулиге (Ворошиловградский машиностроительный институт) и Г. А. Свинареву (Украинский институт инженеров водного хозяйства, г. Ровно), профессору Д. Я. Алексапольскому и доцентам В. А. Колычеву, В. Е. Ласенко, О. В. Потетенко, П. С. Завьялову (Харьковский ордена Ленина политехнический институт им. В. И. Ленина) за полезные замечания, высказанные при обсуждении учебного пособия, а также Р. З. Атамановой за ценную помощь при подготовке рукописи.

ВВЕДЕНИЕ

§ 1. Современное состояние и перспективы развития гидроэнергетики

Создание и развитие энергетики нашей Родины тесно связано с Государственным планом электрификации России (план ГОЭЛРО), разработанным под руководством В. И. Ленина. Этот план, утвержденный в 1920 году VIII съездом Советов в качестве второй программы партии, положил начало электрификации и промышленного развития СССР. В течение 10—15 лет предусматривалось построить ряд электростанций общей мощностью $N = 1{,}75$ млн. *квт* с годовой выработкой электроэнергии $Э = 8{,}8$ млрд. *квт · ч*, в том числе 10 гидроэлектростанций (ГЭС), прежде всего Волховскую и Днепровскую. Уже через 10 лет план ГОЭЛРО был перевыполнен.

В настоящее время гидроэнергетика сделала большой шаг вперед. Для сравнения отметим, что сейчас одна только Братская ГЭС вырабатывает за год значительно больше энергии, чем вырабатывали все электростанции, построенные по плану ГОЭЛРО. Темпы роста отечественной энергетики, в том числе и гидроэнергетики, представлены в табл. 1.

Таблица 1. **Рост мощностей электростанций и производства электроэнергии в СССР**

Годы	Все электростанции		Тепловые электростанции		Гидравлические электростанции	
	N, млн. *квт*	Э, млрд. *квт·ч*	*N*, млн. *квт*	Э, млрд. *квт·ч*	*N*, млн. *квт*	Э, млрд. *квт·ч*
1913	1,14	2,04	1,125	2,004	0,016	0,035
1940	11,19	48,31	9,606	43,196	1,587	5,113
1945	11,1	43,3	9,872	38,416	1,252	4,841
1950	19,6	91,2	16,396	78,535	3,218	12,691
1960	66,7	292,3	51,94	241,361	14,781	50,913
1965	115	507	92,8	426	22,2	81
1970	166	740	134,5	617	31,5	123
1971	178	830	144,2	690	33,8	140
1975	218	1038	169,8	863	48,2	175
1980	288	1400	—	—	—	—

Наша страна обладает примерно 12% мировых запасов гидроресурсов. Технический потенциал гидроэнергетических ресурсов СССР составляет около 250 млн. *квт* с годовой выработкой примерно 1000 млрд. *квт · ч* (свыше 80% — в Азиатской части страны). В настоящее время в Европейской части используется примерно 33%, а в Азиатской—7% гидроэнергетических ресурсов. По размаху строительства ГЭС и их мощностям СССР занимает первое место в мире. Сейчас строятся гидроэлектростанции суммарной мощностью 27 млн. *квт*. После их ввода мощность всех ГЭС достигнет 75 млн. *квт*, а их годовая выработка составит 224 млрд. *квт · ч*. При этом в Европейской части СССР будет использоваться 44,1% гидроэнергоресурсов, а в Азиатской — 13,5%.

Согласно решениям XXV съезда КПСС и народнохозяйственному плану десятой пятилетки к 1980 году намечено ввести в действие электростанции общей мощностью 60 ÷ 70 млн. *квт*, главным образом мощные тепловые, атомные и гидравлические. Производство электроэнергии в 1980 году будет доведено до 1400 млрд. *квт · ч*, а общая мощность всех электростанций составит 288 млн. *квт*. Выработка атомных и гидравлических станций увеличится с 22% в девятой пятилетке до 40% всей вырабатываемой энергии.

Широкое строительство уникальных ГЭС развернулось в Азиатской части страны и особенно в Сибири. В гидроэнергетике преимущественно строят гидроузлы, позволяющие комплексно решать народнохозяйственные задачи. Завершается строительство таких мощных ГЭС, как Нурекская (N=2,7 млн. *квт*, р. Вахш, Средняя Азия), Усть-Илимская (N = 4,3 млн. *квт*, р. Ангара), Саяно-Шушенская (N = 6,4 млн. *квт*, р. Енисей), Ингурская ГЭС (N = 1,3 млн. *квт*, Закавказье) и Днепрогэс II (N = 825 тыс. *квт*, р. Днепр). Строящаяся Саяно-Шушенская ГЭС по своей мощности превысит действующую Красноярскую ГЭС, установленная мощность которой N = 6 млн. *квт*, а единичная мощность агрегата 500 тыс. *квт*. На ней устанавливаются мощные гидроагрегаты по 640 тыс. *квт* каждый. В перспективе намечается развернутое строительство каскадов ГЭС для освоения Ангаро-Енисейского бассейна, гидроэнергетические ресурсы которого оцениваются в 270 млрд. *квт · ч*, а также гидроресурсов р. Лены (200 млрд. *квт · ч*). В Европейской части СССР развернулось строительство крупных пиковых гидроаккумулирующих станций (ГАЭС).

Современные мощные энергосистемы представляют собой обоснованный комплекс тепловых, атомных и гидравлических электростанций (обычных ГЭС и гидроаккумулирующих — ГАЭС), каждая из которых несет нагрузку таким образом, чтобы технико-экономические показатели энергосистемы были оптимальными. Доля гидроэлектростанций в удовлетворении потребностей страны в электроэнергии зависит прежде всего от величины гидроэнергетических ресурсов, наличия других источников энергии и ее технического развития. Потенциальные гидроресурсы на земном шаре распределены неравномерно (табл. 2 приложения). Степень использования

гидроресурсов отдельными странами также неравномерна. Мировой гидроэнергетический потенциал, технически возможный к использованию, оценивается так: N = 2 724 044 *Мвт*. Общая мощность ГЭС мира в 1970 году составляла примерно N = 260 *Мвт*, т. е. менее 10% от технического потенциала. Это свидетельствует о том, что в масштабах планеты гидроресурсы используются недостаточно, хотя отдельные страны достигли в этом больших успехов. Так, например, в Швеции и Норвегии на долю ГЭС приходится около 98% всей вырабатываемой электроэнергии. В Японии эта цифра достигает 70%. В Западной Европе к настоящему времени используется свыше 50% имеющихся гидроресурсов, в США и Канаде около 30%.

Развитие современной энергетики идет по следующим направлениям: быстрое строительство мощных тепловых и атомных электростанций в местах, удаленных от источников водной энергии; ускоренное строительство мощных ГЭС в районах, богатых водными ресурсами (такие ГЭС являются основными опорными пунктами мощных энергосистем); использование тепловых и атомных электростанций в базисной части графика нагрузки и покрытие пиковой части графика при помощи ГЭС и ГАЭС.

Особое внимание, уделяемое строительству ГЭС и ГАЭС, объясняется их неоспоримыми преимуществами перед тепловыми и атомными электростанциями. К ним относятся, прежде всего, следующие:

1. Высокая эффективность использования гидроэнергии на ГЭС. Коэффициент полезного действия мощных современных гидравлических турбин на оптимальном режиме работы достигает 93—95%. Так как КПД гидрогенератора еще выше (96—98%), то полный КПД мощного гидроагрегата (гидротурбина — генератор) превышает 90%. Для сравнения отметим, что КПД современных мощных тепловых турбоблоков не более 40%.

2. Себестоимость 1 *квт · ч* энергии, вырабатываемой на ГЭС, в среднем в пять, а на некоторых ГЭС в десять раз дешевле, чем на тепловых станциях. Например, для крупных ГЭС Сибири (Красноярская, Саяно-Шушенская) она составляет 0,04—0,05 *коп/квт · ч*. Капиталовложения при строительстве ГЭС, большие по сравнению с тепловыми станциями, окупаются в течение 5—10 лет. С развитием механизации строительных работ сроки строительства ГЭС непрерывно сокращаются и будут доведены в ближайшие годы до 4—5 лет.

3. Современные ГЭС — это полностью автоматизированные предприятия, где участие людей в управлении агрегатами сведено до минимума. Расходы по управлению действующими ГЭС значительно меньше по сравнению с другими электрическими станциями.

4. Гидравлические турбины надежны в эксплуатации и снабжении потребителей электроэнергией. Гидротурбины на ГЭС работают на протяжении десятилетий; однако с течением времени может встать вопрос о замене технически устаревшего энергетического оборудования современным, более экономичным.

5. Высокая маневренность гидротурбин. Гидроагрегаты на ГЭС могут быть поставлены под полную нагрузку в течение 1—2 минут. Они быстро изменяют мощность в соответствии с нагрузкой энергосистемы, что значительно улучшает условия работы и технико-экономические показатели тепловых и атомных электростанций, входящих в эту энергосистему.

6. Гидроэлектростанции используют непрерывно восполняемую энергию рек (так называемый «белый уголь»).

§ 2. Технические схемы использования гидроэнергии

Вода, двигаясь в реках под действием сил тяжести, совершает работу. Для двух сечений реки на участке длиной L (рис. 1) удельная энергия потока равна:

$$\left.\begin{aligned} E_1 &= \frac{p_{атм}}{\gamma} + z_1 + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g}; \\ E_2 &= \frac{p_{атм}}{\gamma} + z_2 + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g}. \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

Разность удельных энергий потока в сечениях *1—1* и *2—2* представляет собой *работу (срабатываемый напор H)*, которую совершает 1 *кг* воды при его перемещении из первого сечения во второе:

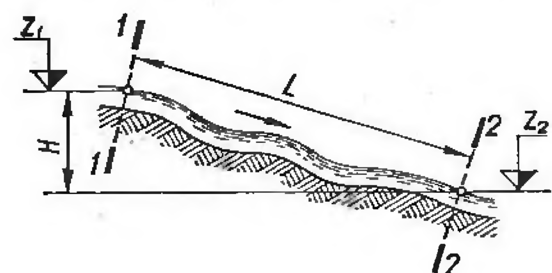


Рис. 1. К определению мощности потока на участке реки длиной L.

$$H = \left(\frac{p_{атм}}{\gamma} + z_1 + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g}\right) - \left(\frac{p_{атм}}{\gamma} + z_2 + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g}\right), \ м. \quad (2)$$

Предполагая, что давления и кинетические энергии потока в рассматриваемых сечениях равны, работу, совершаемую весовым расходом γQ в единицу времени, определяют по формуле

$$N = \gamma Q (z_1 - z_2) = \gamma Q H = 9{,}81 QH, \ квт. \quad (3)$$

Путем строительства на реках гидроэлектростанций и установкой в здании ГЭС гидроагрегатов гидравлическая энергия потока, рассредоточенная на определенном участке реки, концентрируется в одном месте и преобразуется в электрическую.

Для обеспечения работы гидроэнергетической установки необходимо:

концентрировать энергию потока в выбранном створе реки, т. е. создавать напор на ГЭС;

регулировать расход воды на ГЭС при помощи водохранилища для соответствия расходов в реке и потребности воды для обеспечения требуемой мощности гидроагрегатов станции и выработки ими расчетного количества энергии.

При строительстве гидроэлектростанций, как правило, решается комплекс народнохозяйственных задач: выработка электроэнергии, орошение земель, обеспечение водой промышленных районов, улучшение условий судоходства и т. д.

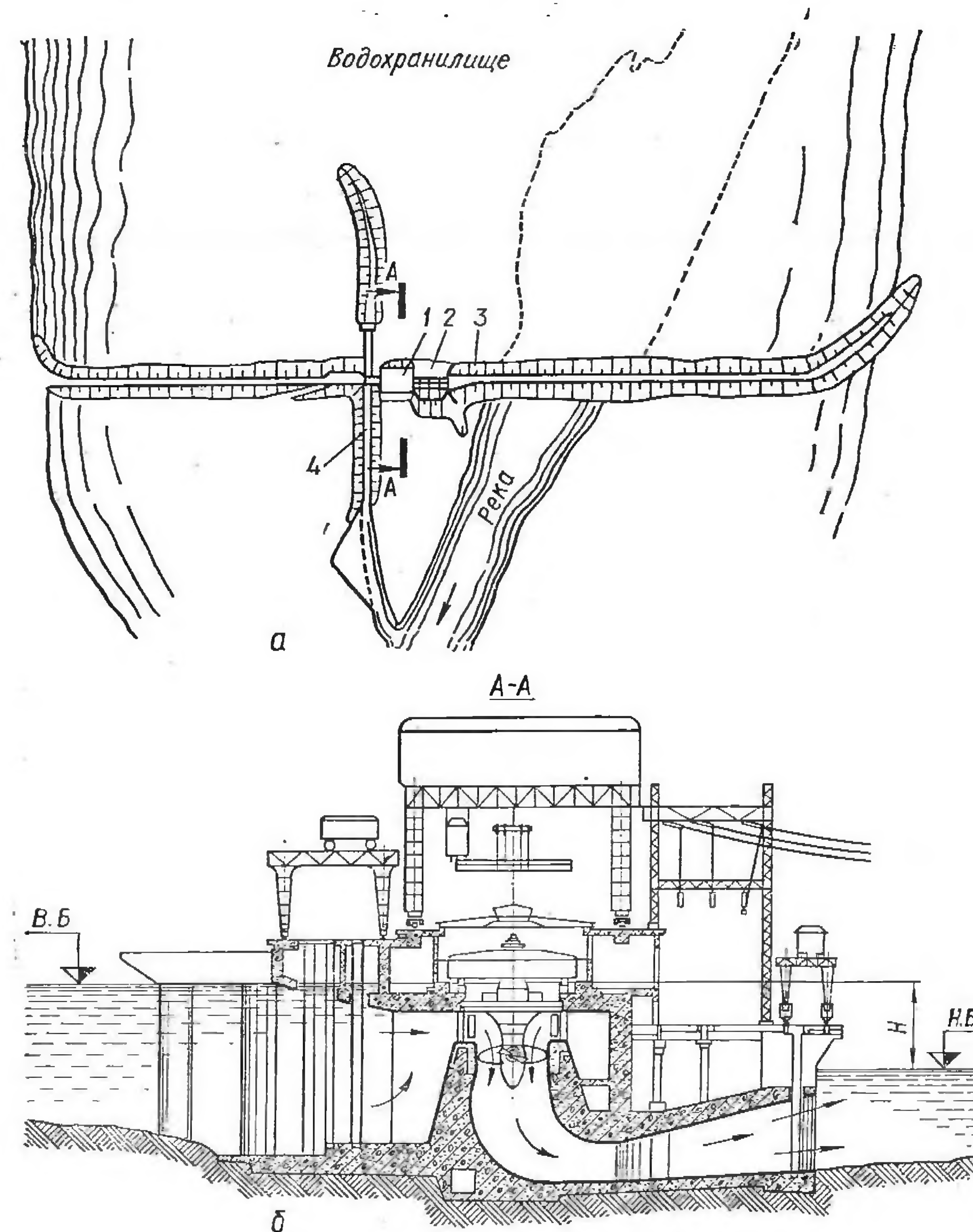


Рис. 2. Плотинная схема. Русловая ГЭС:

а — план сооружений; *б* — поперечный разрез по зданию: *1* — здание ГЭС; *2* — водосливная плотина; *3* — земляная плотина; *4* — шлюз.

В практике гидроэнергетического строительства применяют различные технические схемы использования водной энергии [18; 22; 29]. В зависимости от местных условий концентрация напора на ГЭС достигается при помощи гидротехнических сооружений, образующих следующие технические схемы: плотинную, деривационную и плотинно-деривационную.

Плотинная схема. Напор на гидроэлектростанции создается при помощи плотины, перегораживающей реку. Высота плотины и создаваемый напор зависят от топографических и геологических усло-

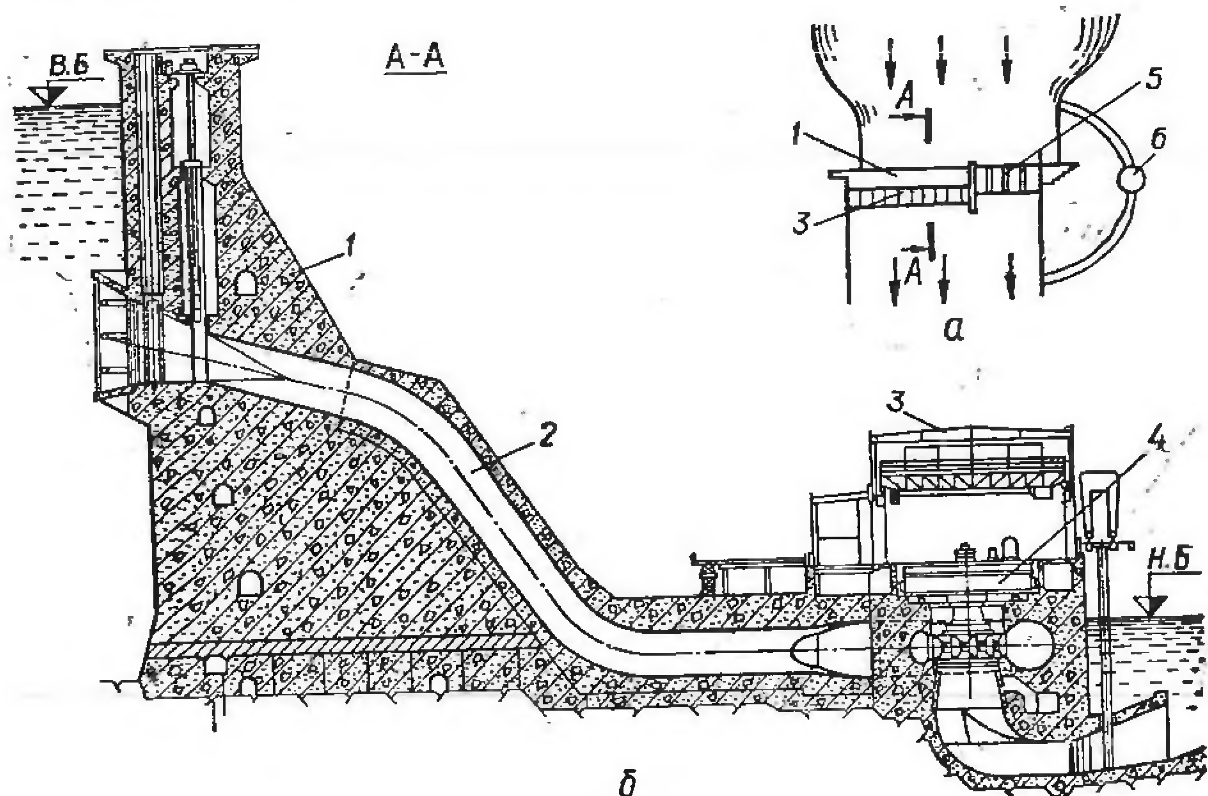


Рис. 3. Плотинная схема (приплотинная ГЭС):
а — план сооружений; *б* — поперечный разрез по плотине и зданию: *1* — плотина глухая; *2* — напорные водоводы; *3* — здание ГЭС; *4* — гидроагрегат; *5* — плотина водосливная; *6* — судоподъемник.

вий и допустимых с экономической точки зрения затоплений окружающей местности. Величина создаваемого напора может находиться в пределах 3—300 *м* в зависимости от местных условий. Чтобы избежать чрезмерных затоплений местности, плотины на равнинных реках обычно строят относительно небольшой высоты (не более 40 *м*). Кроме плотины (глухой или водосливной) в состав гидротехнического узла обычно входят водосбросы, сороочистные сооружения, здание с энергетическим оборудованием, шлюз, рыбоходы и др. В зависимости от величины напора и размеров гидротурбин гидростанции могут быть двух типов — русловые и приплотинные.

Р у с л о в ы е — здание ГЭС входит в состав сооружений, создающих напор (рис. 2), и полностью воспринимает сдвигающие и опрокидывающие усилия, действующие на него со стороны воды.

ГЭС такого типа строят при напорах 3—40 *м* и устанавливают на них, главным образом, осевые гидротурбины.

П р и п л о т и н н ы е — здание ГЭС находится непосредственно за плотиной (рис. 3). Такие ГЭС строят при средних и высоких напорах ($H = 40 \div 300$ *м*). Подвод воды к турбинам осуществляется при помощи водоприемников и турбинных водоводов. Устанавливаемые типы турбин: осевые или диагональные поворотнолопастные и радиально-осевые, в зависимости от величины напора, графика нагрузки и требований, предъявляемых к установке турбин на ГЭС.

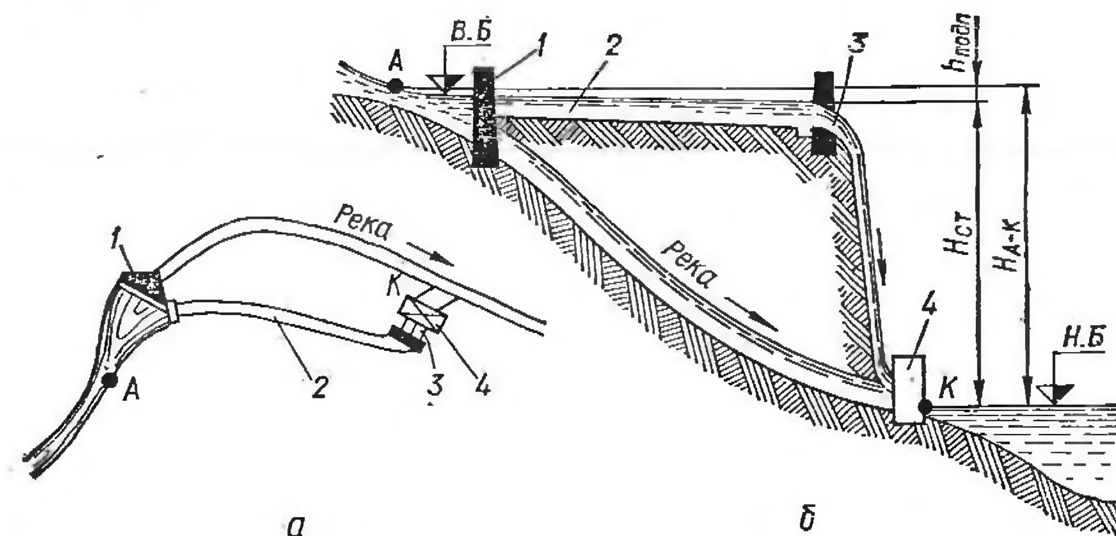


Рис. 4. Деривационная схема:
а — план сооружений; *б* — вертикальный разрез: *1* — плотина; *2* — деривация; *3* — турбинные водоводы; *4* — здание ГЭС.

Деривационная схема. При больших уклонах рек с относительно малыми расходами воду отводят в так называемую деривацию (канал или туннель). Гидравлический уклон деривации выбирают минимальным, обеспечивающим потребный расход. Таким образом, значительный перепад реки, в естественном состоянии рассредоточенный на большом протяжении, при помощи деривации концентрируют в одном месте, где строят здание ГЭС и устанавливают гидроагрегаты. Трасса деривации должна быть по возможности кратчайшей, чтобы избежать дополнительных потерь напора. Деривация может быть подводящей или отводящей. Одна из возможных схем указана на рис. 4.

Комплекс деривационной ГЭС включает: головной узел (плотина, водосбросы, водоприемные сооружения); деривацию (канал или туннель); станционный узел (напорный бассейн, уравнительный резервуар, турбинные водоводы, здание ГЭС и отводящий канал). Напоры, создаваемые при помощи деривации, находятся в пределах $H = 200 \div 2000$ *м* и зависят от природных и других условий.

На деривационных ГЭС применяют следующие типы турбин: радиально-осевые ($H \leqslant 650$ *м*) или ковшовые ($H > 300$ *м*). Выбор

типа турбины производится в каждом конкретном случае на основании технико-экономического сравнения ряда вариантов.

Плотинно-деривационная схема (рис. 5). Напор на станции создается при помощи плотины и деривации одновременно. Если река на верхнем участке имеет малый уклон, там целесообразно построить плотину и создать водохранилище, которое будет использовано для регулирования расхода на ГЭС. Поверхность воды в верхнем бьефе водохранилища образует кривую подпора. Вследствие этого статический напор $H_{ст}$ получается меньше, чем H_{A-K}. Основная

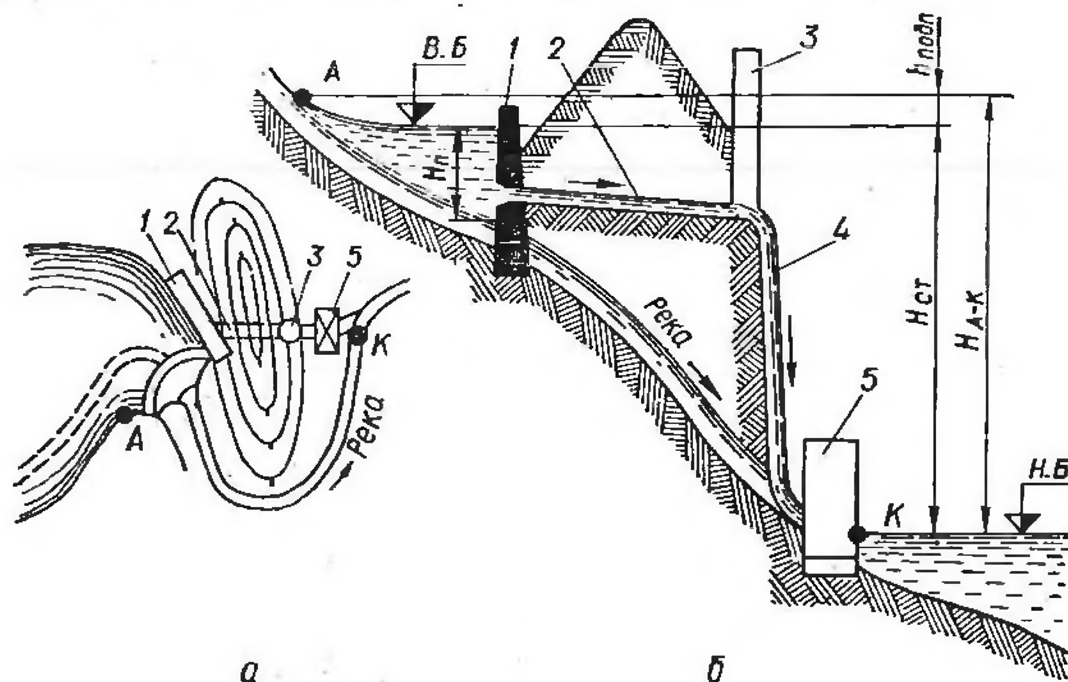


Рис. 5. Плотинно-деривационная схема:

а — план сооружений; *б* — вертикальный разрез: *1* — плотина; *2* — деривация; *3* — уравнительный резервуар; *4* — турбинные водоводы; *5* — здание ГЭС.

часть напора создается, как правило, деривацией. Величина напоров и используемое турбинное оборудование такие же, как и в случае деривационной схемы.

Специальные схемы. К ним относятся гидроаккумулирующие и приливные станции.

Гидроаккумулирующие станции (ГАЭС). Современные энергосистемы объединяют различные типы электростанций, каждая из которых работает в определенной части графика нагрузки, обеспечивая наибольший экономический эффект. В базисной и полубазисной частях графика нагрузки работают в основном конденсационные и теплофикационные электростанции, а в пиковой части — гидравлические станции с суточным регулированием расхода. Если в системе нет ГЭС с суточным регулированием, то для покрытия пиковой части графика нагрузки приходится привлекать конденсационные станции, которые плохо приспособлены для этой цели. Снижение мощности тепловых электростанций ограничено в силу их технических характеристик и связано с большими потерями

энергии и перерасходом топлива. Гидроаккумулирующие станции предназначены для выравнивания режима работы основных станций системы, так как они заполняют провалы и покрывают пики графика нагрузки. Кроме того, ГАЭС повышают надежность эксплуатации всей системы, обеспечивая нагрузочный и аварийный резервы, улучшают регулирование частоты и напряжения в системе. ГАЭС используют излишки электрической энергии базисных электростанций в период ночных провалов нагрузки, закачивая воду в верхнее водохранилище (насосный режим Н), и возвращают накопленную энергию в энергосистему в часы наибольшего потребления (когда мощности основных электростанций для этого недостаточно), пропуская воду через турбины (турбинный режим Т).

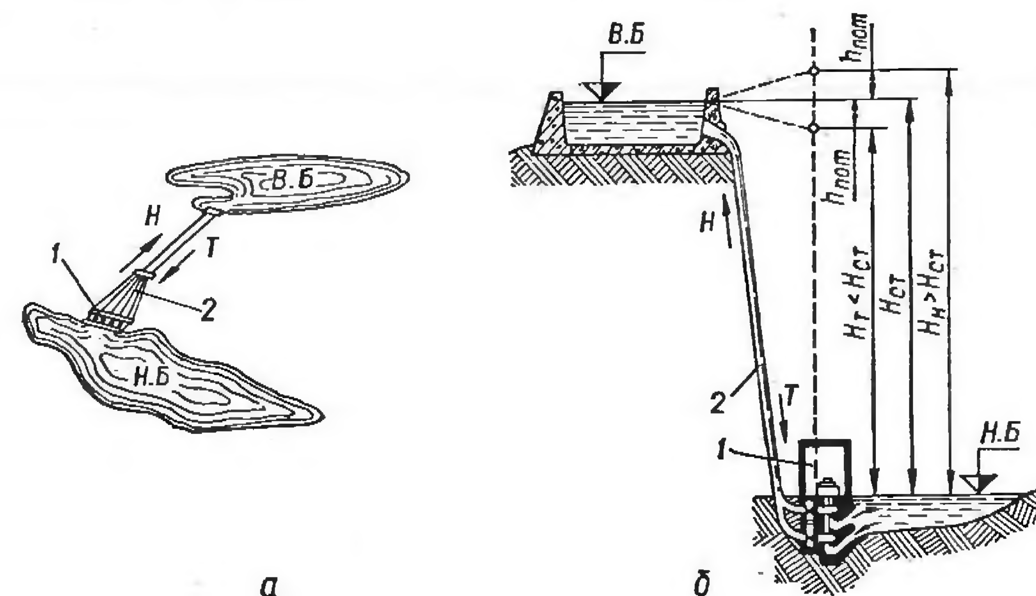


Рис. 6. Схема ГАЭС:

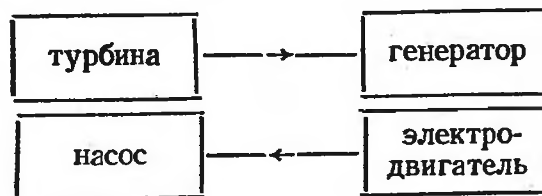
а — план сооружений; *б* — вертикальный разрез; В.Б — верхний бассейн; Н.Б — нижний бассейн; *1* — здание ГАЭС; *2* — напорные водоводы.

В настоящее время работает большое число мощных ГАЭС, оборудованных различными типами агрегатов (табл. V, VI приложения). Мощность некоторых строящихся ГАЭС достигает 2—3 млн. *квт* и более, а максимальная единичная мощность агрегатов — 450 *Мвт*. По мере роста мощностей энергосистем потребность в таких станциях непрерывно увеличивается. В СССР построена Киевская ГАЭС ($H = 70$ *м*, $N = 200$ тыс. *квт*) и строится Загорская ($H = 100$ *м*, $N = 1{,}2$ млн. *квт*). Ведется проектирование ряда других мощных ГАЭС (мощностью 1,5—2,5 млн. *квт* каждая). На рис. 6 изображена одна из возможных схем ГАЭС. На ГАЭС имеются нижний (Н. Б) и верхний бассейны (В. Б), связанные между собой водоводами, и здание станции с соответствующим энергетическим оборудованием. Наибольший экономический эффект достигается на средне- и высоконапорных ГАЭС ($H = 100 \div 1200$ *м*). В настоящее время на напоры $H = 20 \div 100$ *м* устанавливают в основном диагональные поворотнолопастные обратимые гидромашины, а при напорах

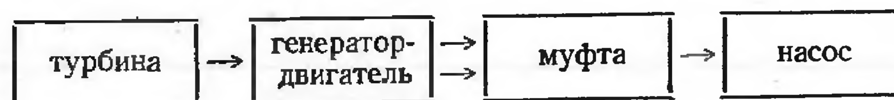
$H = 100 \div 600$ *м* обратимые радиально-осевые гидромашины (турбины-насосы).

В зависимости от величины напора и конкретных требований на ГАЭС устанавливается различное энергетическое оборудование:

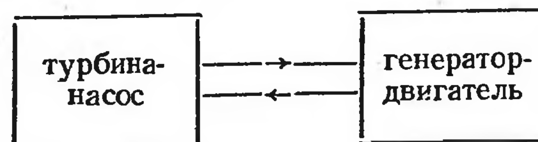
четырехмашинный агрегат:



трехмашинный агрегат:



двухмашинный (обратимый) агрегат:



В настоящее время применяют в основном трехмашинные и двухмашинные агрегаты. Оборудование трехмашинного агрегата обеспечивает максимальные КПД в насосном (Н) и турбинном (Т) режимах. Однако стоимость такого энергетического оборудования и станции выше по сравнению с двухмашинным обратимым агрегатом. В последние годы все большее применение находят обратимые одноступенчатые агрегаты, но они имеют ограничение по напорам ($H \leqslant 600$ *м*).

Приливные электростанции (ПЭС). На ПЭС используется энергия морских приливов и отливов. Эти электростанции строят в естественных заливах (рис. 7). ПЭС обладают существенным недостатком по сравнению с обычной ГЭС — периодической выработкой электроэнергии, зависящей от величины прилива и отлива. В зависимости от схемы ПЭС и ее оборудования время, когда она не может вырабатывать энергию, может быть различным и уменьшаться до 2—3 *ч* в сутки. ГАЭС, объединенные с ПЭС, должны устранять этот существенный недостаток, вырабатывая энергию во время слабых приливов или отливов и потребляя ее в период максимальных приливов. Тем самым будет обеспечено надежное и бесперебойное снабжение системы электроэнергией.

Сущность морских приливов и отливов заключается в периодических подъемах и опусканиях уровней морей и океанов. Причинами приливов и отливов являются взаимодействие сил притяжения системы Земля—Луна—Солнце и действие центробежных сил, возникающих при вращении Земли вокруг общего с Луной и Солнцем центра тяжести. В результате вокруг Земли образуется поле приливообразующей силы, имеющее форму эллипсоида. Вследствие наличия двух выпуклостей эллипсоида (большая ось которого направлена в сторону Луны) приливная волна дважды в течение суток обегает земной шар. Солнце также вызывает суточные приливы, но поскольку оно находится на большом расстоянии от Земли, его приливообразующая сила в 2,17 раза меньше лунной. Полусуточные приливы определяются действием сил лунного притяжения, которые вызывают прохождение приливной волны с определенной периодичностью. Приливная волна проходит за 6 *ч* 12 *мин* и сменяется отливом, который длится также 6 *ч* 12 *мин*. Потенциальная

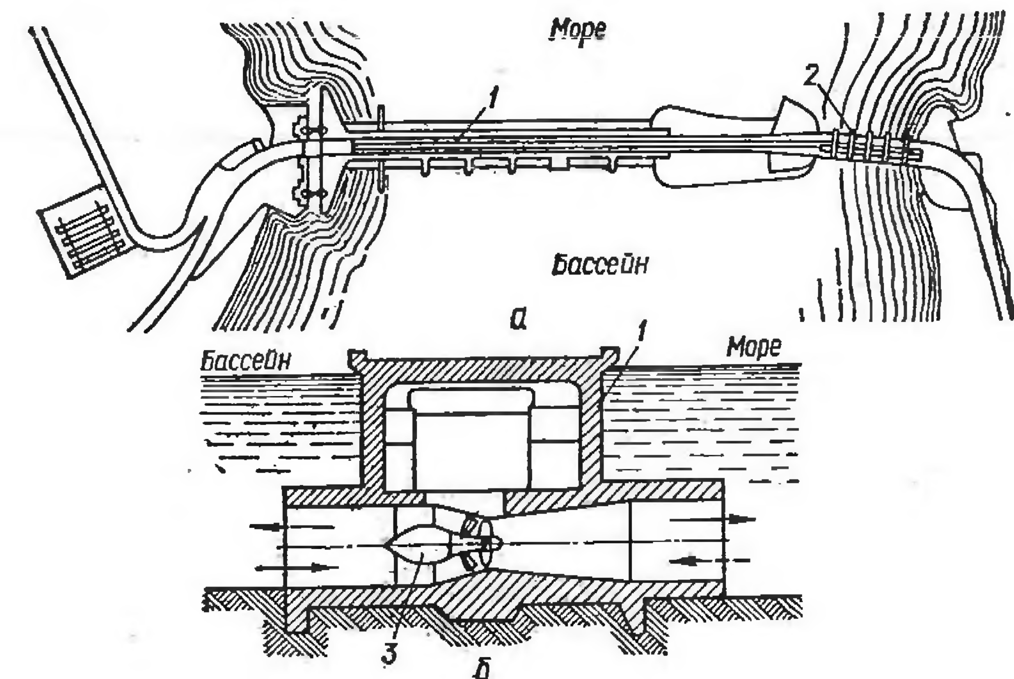


Рис. 7. Схема приливной электростанции:

а — план сооружений; *б* — разрез по зданию: *1* — здание ГЭС; *2* — водослив; *3* — гидроагрегат.

энергия соответствует отклонению уровня моря от среднего положения равновесия. За 6 *ч* 12 *мин*, соответствующих полуциклу, потенциальная энергия изменяется по закону синусоиды от нуля до максимума и опять падает до нуля. В следующие 6 *ч* 12 *мин* полуцикл повторяется с обратным знаком. Эти периодические колебания энергии с переходом через нулевые значения определяют неравномерность приливной энергии в течение суток. К тому же суточная неравномерность энергии имеет еще один недостаток — прерывистость.

В открытом море или океане подъемы и опускания уровня воды незаметны, в то время как у побережья это явление весьма ощутимо. На земном шаре известны места, где амплитуда приливов колеблется от 4 до 14 *м* и даже более (берега Ла-Манша, Северное побережье Канады, Кольский полуостров и др.). Величина рассеиваемой энергии при средних приливах оценивается примерно в 1 млрд. *квт*, хотя по другим расчетам она значительно больше. На территории

СССР наибольший интерес с точки зрения использования энергии приливов представляет побережье Кольского полуострова: Лумбовский залив — величина прилива 4,2 ÷ 7,2 *м* и Мезенская губа — величина прилива 6,6 ÷ 9,5 *м*.

Достоинство приливной энергии заключается в неизменности среднемесячного количества энергии для любого года. Из-за ограниченной продолжительности прилива в течение суток ПЭС используют в основном для покрытия пиковой части нагрузок мощной энергосистемы.

В нашей стране ведутся работы по практическому использованию энергии приливов. Пущена в эксплуатацию опытная Кислогубская ПЭС около Мурманска, где в естественных условиях осуществляется проверка конструкций гидротехнических сооружений и обратимых гидроагрегатов ($N_{агр}$ = 400 *квт*, 2 агрегата). Будут построены более мощные ПЭС, такие как Лумбовская (H = 4,2 ÷ ÷ 7,2 *м*, N = 320 тыс. *квт*), Устьевая (у устья реки Мезени), где предполагается установка 200 обратимых агрегатов общей мощностью 1,3 млн. *квт*. В перспективе строительство Беломорской ПЭС (H = 5,67 ÷ 7 *м*, 2000 агрегатов суммарной мощностью N = = 14 млн. *квт* и выработкой Э = 36 млрд. *квт · ч* в год). Аналогичные проекты рассматриваются и за рубежом. Во Франции предполагается строительство гигантской ПЭС Шозе (Э=25 млрд. *квт·ч*), а в настоящее время там работают ПЭС Сен-Мало и Ла-Ранс (N = = 240 тыс. *квт*, z = 24), на которых установлены обратимые гидроагрегаты.

Современное энергетическое оборудование ПЭС представляет особый интерес. Например, агрегаты, установленные на Кислогубской ПЭС, способны работать в шести режимах: два турбинных режима (море — бассейн и бассейн — море); два насосных режима в любом направлении потока и два режима в качестве холостых водосбросов. Такие обратимые осевые гидроагрегаты позволяют существенно улучшить технико-экономические показатели ПЭС.

§ 3. Краткий обзор конструкций современных гидротурбин

Гидротурбина — это гидравлический первичный двигатель, предназначенный для преобразования подводимой к нему энергии потока в механическую энергию на его валу. При помощи вала она соединяется с гидрогенератором и образует с ним гидроагрегат. Таким образом, гидравлическая энергия сначала преобразуется в гидротурбине в механическую, а затем при помощи гидрогенератора — в электрическую энергию.

Гидравлическая энергия рек используется человеком очень давно. Еще в древности на Руси и в странах Востока люди применяли так называемые водяные колеса, которые использовали либо энергию падающей воды, либо кинетическую энергию потока. Такие водяные колеса применяли для привода жерновов мельниц, станков и других механизмов. Однако они были очень громоздкими и имели низкий коэффициент полезного действия. В XVIII—XIX вв. на смену водяным колесам пришли гидротурбины различных конструкций, которые обладали почти всеми элементами проточной части современных гидравлических турбин. Гидротурбины, как более совершенные двигатели, развивали значительно бо́льшие мощности при умеренных размерах и сравнительно высоком КПД. Среди множества применявшихся конструкций можно указать на турбины И. Е. Сафонова и Жонваля (рис. 8). Так, например, в турбине Сафонова вода подводилась из турбинной камеры *1* в направляющий аппарат *2*, проходила через осевое рабочее колесо *3*, отсасывающую трубу *4* и вытекала в нижний бьеф. В рабочем колесе такой турбины одновременно использовались энергия давления и кинетическая энергия. КПД подобных гидротурбин достигал 50—60%.

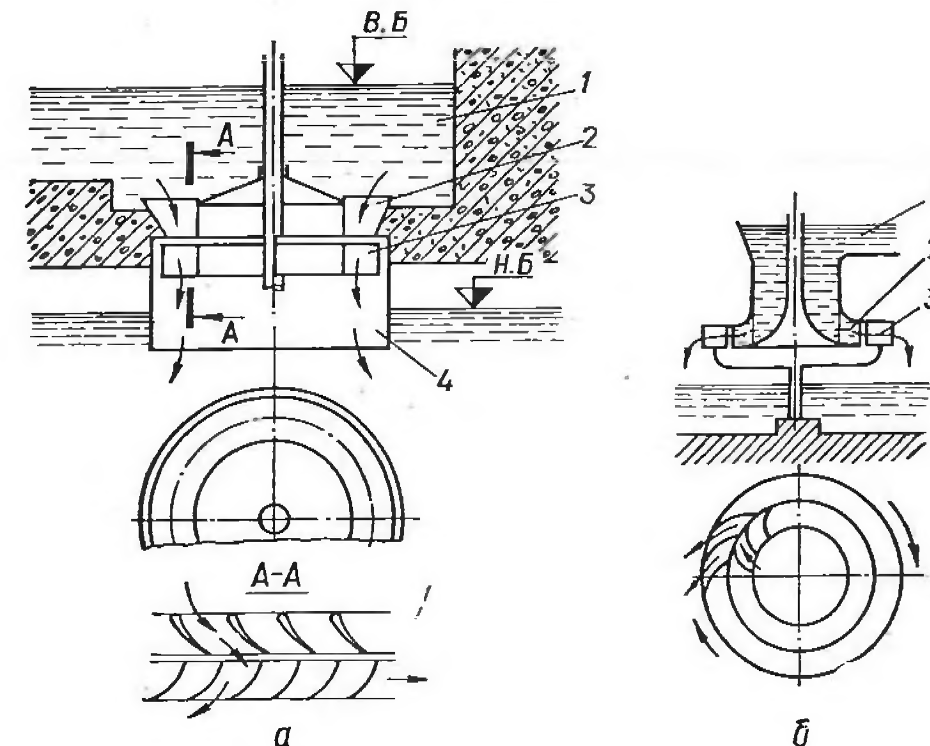


Рис. 8. Первые гидравлические турбины:
а — турбина Сафонова; *б* — турбина Жонваля: *1* — турбинная камера; *2* — направляющий аппарат; *3* — рабочее колесо; *4* — отсасывающая труба

Большой вклад в развитие гидравлических турбин сделали действительные члены Петербургской Академии наук Леонард Эйлер (1707—1783) и Даниил Бернулли (1700—1783). В 1751—1754 гг. Л. Эйлер выдвинул и обосновал идею применения направляющего аппарата и разработал проект гидротурбины с направляющим аппаратом. В это же время он разработал теорию гидротурбин и вывел основное уравнение, описывающее их рабочий процесс. В XIX—XX вв. теория и практика гидротурбостроения получили большое развитие как в нашей стране, так и за рубежом. Благодаря усилиям советских ученых, инженеров и техников, в настоящее время оте-

чественное гидротурбостроение занимает одно из первых мест в мире как по параметрам гидротурбин, так и по их характеристикам. Работами проф. Н. Е. Жуковского и акад. С. А. Чаплыгина в области гидроаэродинамики был заложен фундамент современной теории гидротурбин. Существенный вклад в теорию гидротурбин внесли ученые И. Н. Вознесенский, А. Ф. Лесохин, И. И. Куколевский,

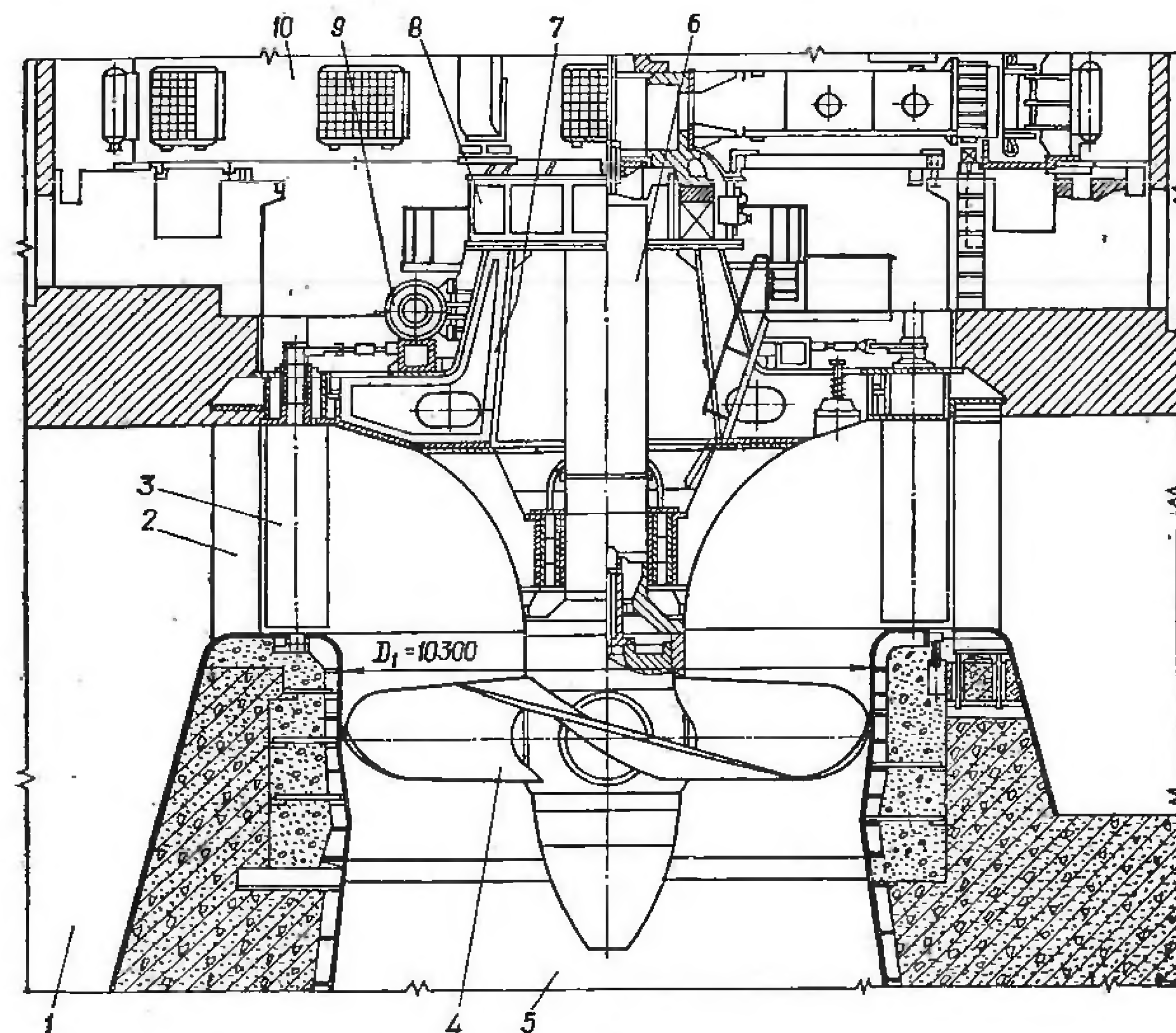


Рис. 9. Вертикальная низконапорная поворотнолопастная гидротурбина ПЛ 15/661-В-1030 для Саратовской ГЭС:

1 — турбинная камера; *2* — статор; *3* — направляющий аппарат; *4* — рабочее колесо; *5* — отсасывающая труба; *6* — вал агрегата; *7* — крышка турбины; *8* — подпятник; *9* — сервомотор направляющего аппарата; *10* — генератор.

Г. Ф. Проскура, Н. М. Щапов. В настоящее время отечественное гидротурбостроение получает свое дальнейшее развитие в исследованиях коллективов институтов и заводов, возглавляемых известными специалистами и крупными учеными, такими, как проф. С. С. Руднев (МВТУ им. Н. Е. Баумана), главный конструктор гидротурбин Ленинградского металлического завода им. XXII съезда КПСС проф. Г. С. Щеголев, член-корреспондент АН СССР проф. Н. Н. Ковалев и д-р техн. наук И. Э. Этинберг (ЦКТИ им. И. И. Ползунова); проф. Г. В. Викторов и проф. В. С. Квятковский (МЭИ) и др. Из зарубежных ученых следует отметить М. Вавру, Г. Вислиценуса, И. Раабе и др.

Современные гидротурбины имеют совершенные конструкции и высокие КПД.

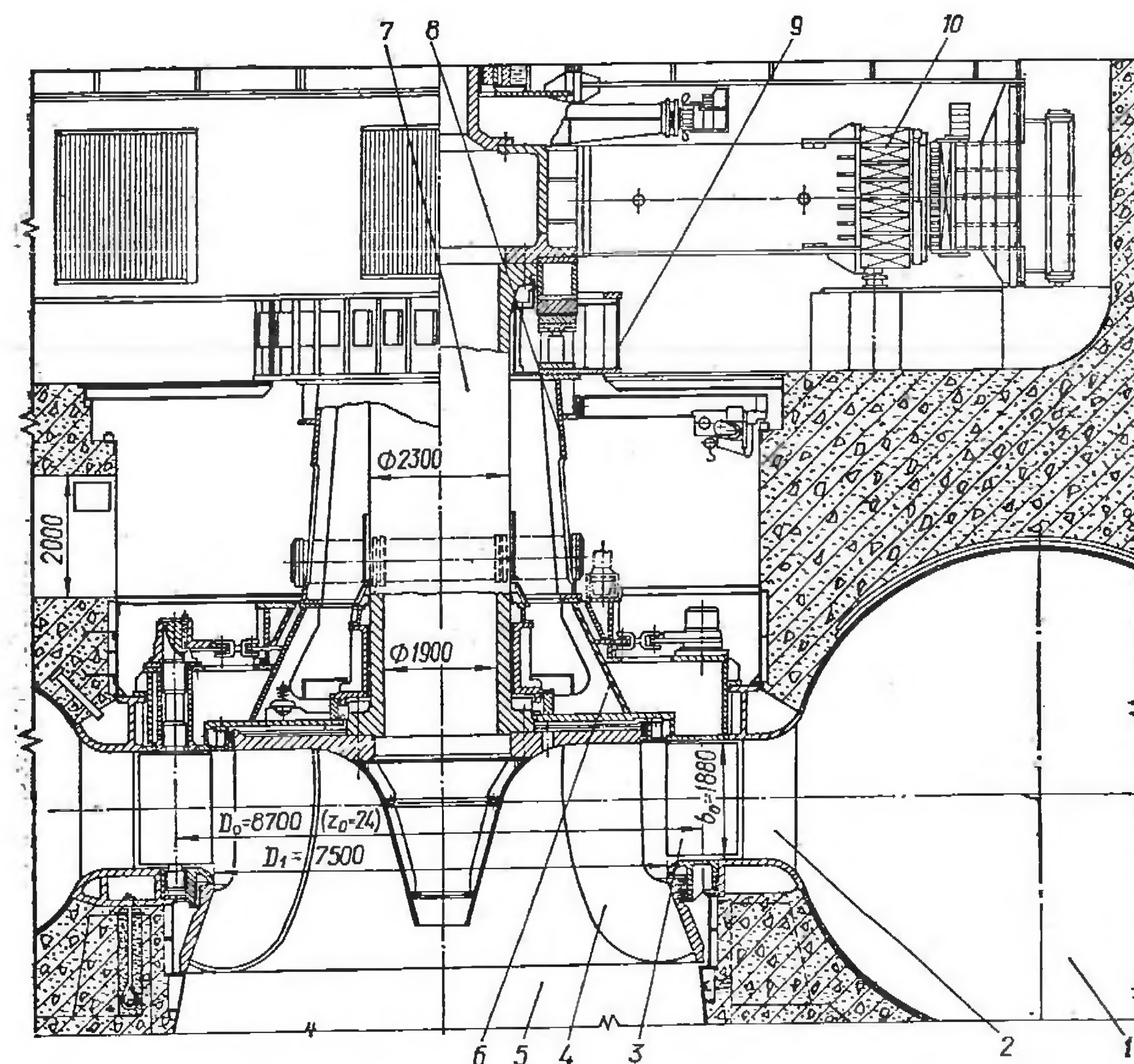


Рис. 10. Вертикальная радиально-осевая гидротурбина РО115/697-В-750 для Красноярской ГЭС:

1 — турбинная камера; *2* — статор; *3* — направляющий аппарат; *4* — рабочее колесо; *5* — отсасывающая труба; *6* — крышка турбины; *7* — вал агрегата; *8* — опора пяты; *9* — подпятник; *10* — генератор.

Согласно приведенной в § 4 классификации, турбины делятся на реактивные и активные. Рассмотрим их принципиальное устройство и работу.

Р е а к т и в н ы е г и д р о т у р б и н ы. Проточная часть реактивных гидротурбин [8; 10; 11] — осевых, радиально-осевых и диагональных (рис. 9; 10; 11) — состоит из турбинной камеры *1*, статора *2*, направляющего аппарата *3*, рабочего колеса *4* и отсасывающей трубы *5*.

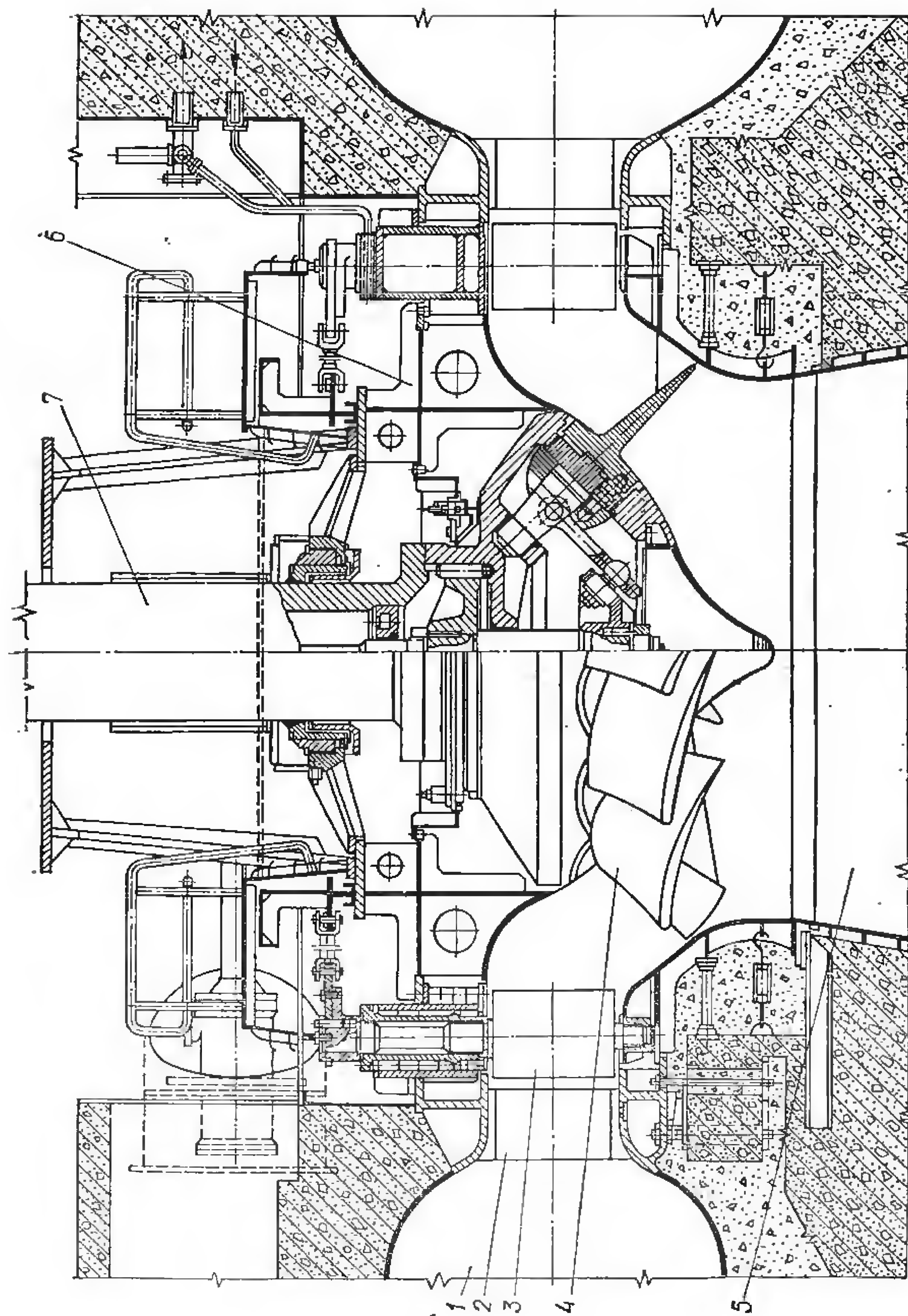


Рис. 11. Диагональная поворотнолопастная гидротурбина:

1 — спиральная камера; 2 — статор; 3 — направляющий аппарат; 4 — рабочее колесо; 5 — отсасывающая труба; 6 — крышка турбины; 7 — вал турбины.

Через водоприемник и турбинный водовод вода поступает в турбинную камеру *1*, которая предназначена для равномерного подвода воды к направляющему аппарату и придания циркуляции (закрутки) потоку. Пройдя через статор турбины *2* (который представляет собой систему обтекаемых колонн), вода попадает в направляющий аппарат *3*. Направляющий аппарат состоит из поворотных лопаток, равномерно расположенных по всему периметру перед рабочим колесом.

Поворот лопаток направляющего аппарата в поворотнолопастной реактивной турбине на один и тот же угол обеспечивается при помощи сервомоторов, поворачивающих на соответствующий угол регулирующее кольцо. Последнее связано с лопатками направляющего аппарата через систему серег и рычагов. Каждому положению поршня сервомотора соответствует определенное открытие направляющего аппарата, обеспечивающее необходимый расход через гидротурбину. При увеличении открытия расход через турбину растет, и она развивает бóльшую мощность. При уменьшении открытия мощность турбины уменьшается. После направляющего аппарата поток поступает в рабочее колесо *4* — основной рабочий орган гидротурбины. В рабочем колесе гидравлическая энергия потока преобразуется в механическую энергию на валу турбины. Отсасывающая труба *5* отводит воду от рабочего колеса в нижний бьеф. С гидравлической точки зрения она представляет собой диффузор, в котором скоростная энергия после рабочего колеса постепенно преобразуется в энергию давления. Следовательно, отсасывающая труба обеспечивает дополнительное падение давления под рабочим колесом, что приводит к увеличению сил, действующих на лопасти, и момента на валу турбины.

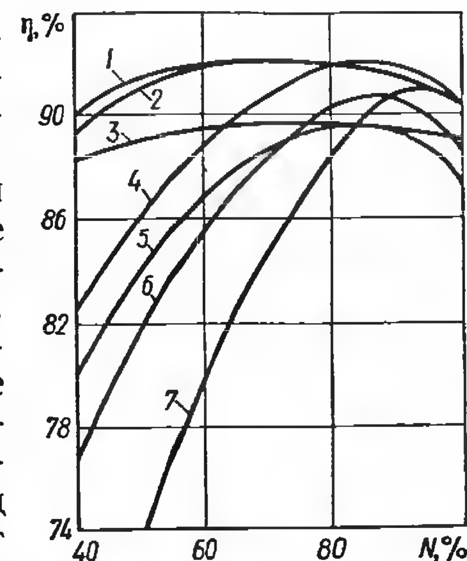


Рис. 12. Рабочие характеристики гидротурбин различного типа (изменение КПД в зависимости от мощности $\eta = f(N)$ при постоянной частоте вращения):

1 — диагональная; *2* — осевая поворотнолопастная; *3* — ковшовая; *4* — радиально-осевая ($n_s = 170$); *5* — радиально-осевая ($n_s = 60$); *6* — радиально-осевая ($n_s = 250$); *7* — осевая пропеллерная ($n_s = 510$).

Конструкции вертикальных реактивных гидротурбин, за исключением рабочего колеса, принципиально отличаются мало, однако компоновки гидроагрегатов могут быть различными. Принципиальным отличием поворотнолопастных гидротурбин (осевых и диагональных) от жестколопастных (пропеллерных и радиально-осевых) является возможность поворота лопастей рабочего колеса на определенный угол, что существенно улучшает характеристики турбин при работе на различных режимах (рис. 12).

А к т и в н ы е г и д р о т у р б и н ы [11; 13; 27]. В практике строительства высоконапорных ГЭС широкое применение получили

ковшовые гидротурбины, являющиеся одной из разновидностей активных гидротурбин. Основные элементы проточной части ковшовой турбины следующие (рис. 13): подводящий коллектор, или колено *1*, сопло (направляющий аппарат) *2*, дефлектор *3*, рабочее колесо *4*. Регулирование расхода воды, подводимой на ковши рабочего колеса, осуществляется при помощи подвижной иглы, перемещающейся в сопле. При уменьшении нагрузки на гидротурбину во избежание чрезмерного повышения давления в подводящем устройстве часть струи отводится от рабочего колеса при помощи дефлектора.

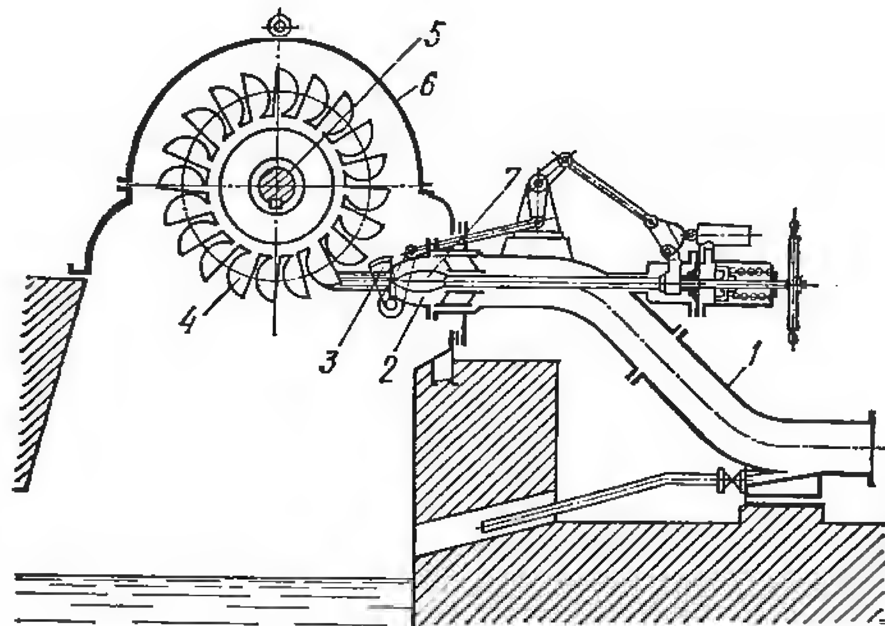


Рис. 13. Схема ковшовой гидротурбины:
1 — колено; *2* — сопло; *3* — дефлектор; *4* — рабочее колесо; *5* — вал турбины; *6* — кожух; *7* — игла.

По расположению вала агрегата реактивные и активные гидротурбины подразделяют на *вертикальные* и *горизонтальные*. Тип гидроагрегата, его компоновка и расположение вспомогательного оборудования существенно влияют на габариты и стоимость здания ГЭС.

§ 4. Классификация гидротурбин по рабочему процессу

Гидравлические турбины применяют на напоры $H = 2 \div 2000$ *м* при различных величинах расхода. Для того чтобы эффективно использовать энергию потока при различном сочетании расхода и напора, необходимо располагать набором турбин, которые различаются между собой как по особенностям рабочего процесса, так и по конструкции и размерам. В зависимости от особенностей преобразования энергии потока в механическую энергию на валу гидравлические турбины разделяют на классы, принципиальные конструкции которых описаны в § 3:

реактивные гидротурбины (турбины напорноструйные), в которых давление в потоке на входе в рабочее колесо больше, чем на выходе из него;

активные, или свободноструйные турбины,— давление в потоке на входе и выходе из рабочего колеса одинаково и равно, как правило, атмосферному давлению [13; 22; 27].

Разность удельных энергий потока на входе $\left(E_1 = \frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g}\right)$ и на выходе $\left(E_2 = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}\right)$ из рабочего колеса представляет собой напор, используемый на рабочем колесе гидротурбины:

$$H = E_1 - E_2 = \frac{p_1 - p_2}{\gamma} + z_1 - z_2 + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}. \qquad (4)$$

В реактивных гидротурбинах потенциальная энергия потока на входе в рабочее колесо $(p_1/\gamma + z_1)$ больше, чем на выходе из него $(p_2/\gamma + z_2)$, т. е. разность потенциальных энергий $\frac{p_1 - p_2}{\gamma} + z_1 - z_2 > 0$. Кроме того, в рабочем колесе частично используется кинетическая энергия потока.

В активных гидротурбинах давление на входе и на выходе из рабочего колеса одинаково. Следовательно, в рабочем колесе используется только кинетическая энергия потока $\frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}$, подводимая к нему в виде свободных струй.

Для установления соотношения между степенью использования потенциальной и кинетической энергии потока в рабочем колесе и классификации гидротурбин вводят понятие *коэффициента реактивности* ρ, который характеризует отношение использованной в рабочем колесе удельной потенциальной энергии потока ко всему рабочему напору:

$$\rho = \frac{\frac{p_1 - p_2}{\gamma} + z_1 - z_2}{H}. \qquad (5)$$

Для чисто реактивной турбины $v_1 = v_2$ и $p_1 > p_2$, поэтому $\rho = 1$. Для активной гидротурбины $\rho = 0$, так как $v_1 \gg v_2$; $p_1 = p_2$ и $z_1 \simeq z_2$. Чем выше степень реактивности турбины, тем бо́льшая часть энергии давления потока используется в рабочем колесе. Величина коэффициента реактивности для различного типа реактивных гидротурбин в зависимости от их быстроходности находится в пределах $0{,}5 < \rho < 1$. В направляющем аппарате реактивной гидротурбины только часть потенциальной энергии потока преобразуется в кинетическую энергию, и на входе в рабочее колесо давление в потоке больше атмосферного. Так как турбинная решетка конфузорная, то относительная скорость на выходе из рабочего колеса реактивной турбины больше, чем на входе в него. Поток по всему периметру

рабочего колеса подводится равномерно. Поскольку в проточной части реактивной гидротурбины давление непрерывно изменяется, то она должна быть полностью герметичной.

В активной гидротурбине практически вся удельная потенциальная энергия потока преобразуется в направляющем аппарате в кинетическую энергию струи (или струй). Средняя скорость потока на выходе из сопла равна $v = \varphi \sqrt{2gH}$, *м/с*, где $\varphi = 0{,}97 \div 0{,}985$ — скоростной коэффициент. Движение струи на ковшах рабочего колеса безнапорное, так как происходит при наличии свободной поверхности. Поэтому относительная скорость потока на рабочем колесе почти не меняется. Поскольку в рабочем колесе происходит преобразование кинетической энергии абсолютного потока в механическую энергию гидротурбины, абсолютная скорость потока на выходе из рабочего колеса мала. Подвод воды к рабочему колесу активной гидротурбины парциальный, в виде отдельных струй.

Реактивные и активные гидротурбины подразделяют на различные *системы* в зависимости от направления потока в рабочем колесе и способа регулирования расхода. Как будет показано ниже (глава V), каждая система турбин содержит несколько *типов* рабочих колес различных размеров в зависимости от заданной мощности. Геометрически подобные турбины различных размеров образуют *серию*. Таким образом, общая классификация гидротурбин может быть представлена следующей схемой:



К л а с с р е а к т и в н ы х г и д р о т у р б и н объединяет следующие системы:

осевые гидротурбины — вертикальные поворотнолопастные и пропеллерные, а также горизонтальные (капсульные и прямоточные) (рис. 14, *а*, *б*); поток в рабочем колесе этих турбин движется вдоль оси турбины;

диагональные поворотнолопастные гидротурбины; поток в рабочем колесе движется вдоль конических поверхностей тока (рис. 14,*в*);

радиально-осевые гидротурбины; в пределах рабочего колеса поток изменяет свое направление из радиального в осевое (рис. 14, *г*).

Все перечисленные системы реактивных гидротурбин широко применяются в практике гидротурбостроения.

К л а с с а к т и в н ы х т у р б и н подразделяют на такие системы:

ковшовые гидротурбины; оси струй касательны к средней окружности ковшей и находятся в плоскости рабочего колеса (рис. 13);

наклонно-струйные гидротурбины; струя подводится к рабочему колесу под некоторым углом;

турбины двойного действия; струя проходит через каналы рабочего колеса дважды;

кольцеструйные гидротурбины; поток подводится к рабочему колесу не парциально, а по всему периметру в виде кольцевой струи.

Из перечисленных типов активных гидротурбин в настоящее время промышленное применение находят ковшовые гидротурбины.

Гидравлические турбины характеризуются следующими основными геометрическими параметрами (рис. 14), которые определяют их размеры и влияют на гидравлические характеристики:

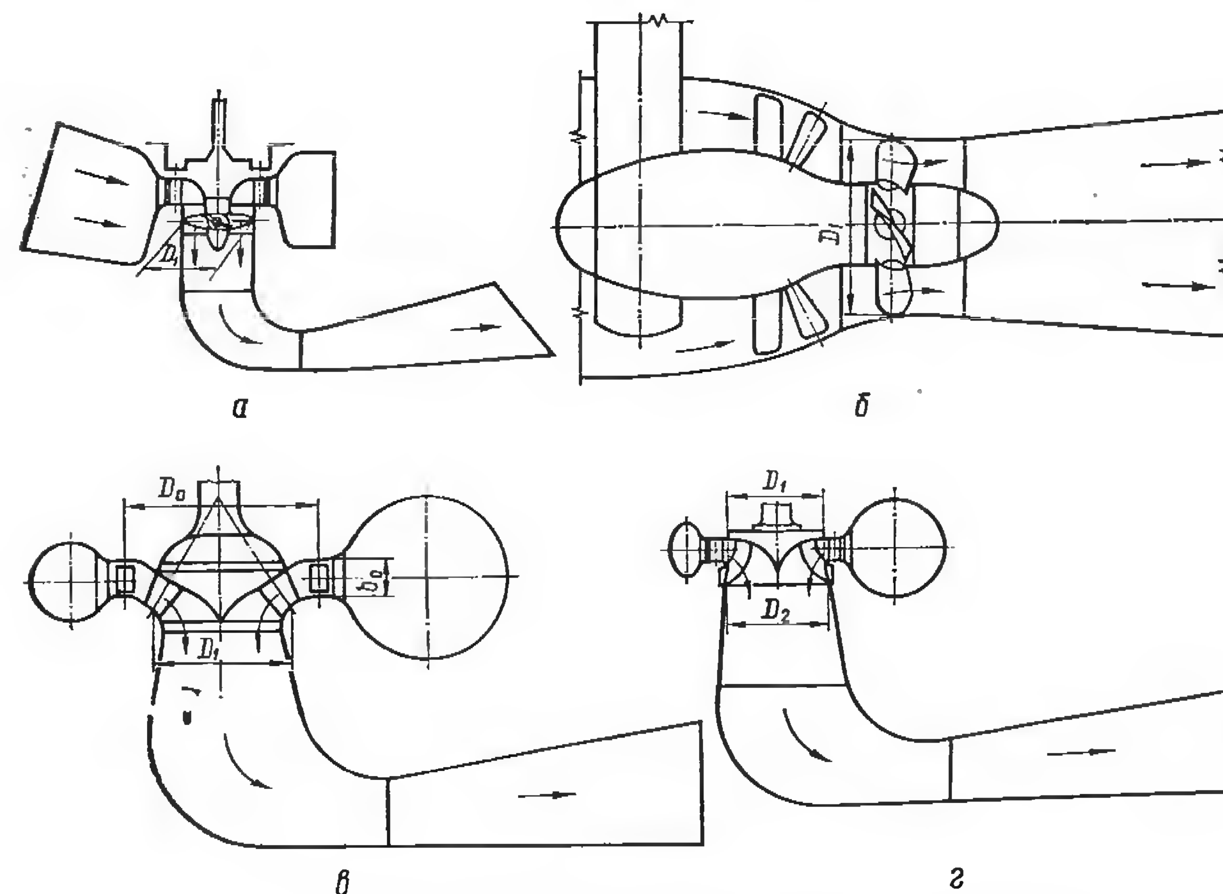


Рис. 14. Схемы проточных частей реактивных гидротурбин:
а — осевая вертикальная; *б* — капсульная; *в* — диагональная; *г* — радиально-осевая.

номинальный диаметр рабочего колеса D_1 (для осевой гидротурбины — наибольший диаметр камеры рабочего колеса; для диагональной гидротурбины — условный диаметр пересечения осей поворота лопастей с камерой рабочего колеса; для радиально-осевой гидротурбины — условный наибольший диаметр расположения входных кромок рабочего колеса; для ковшовой гидротурбины — диаметр средней окружности ковшей, к которой касательны осевые линии струй);

относительная высота направляющего аппарата b_0/D_1 и *относительный диаметр* D_0/D_1 *расположения осей поворота лопаток направляющего аппарата* — для реактивной турбины; *относительный диаметр струи* d_0/D_1 — для ковшовой турбины.

Основные размеры элементов проточной части гидротурбины нормализованы и приведены в номенклатуре гидротурбин (§ 44).

Перечисленные системы и типы гидротурбин различаются между собой формой проточной части и особенностями рабочего процесса. Поэтому их характеристики существенно различны. На рис. 12 приведены рабочие характеристики гидротурбин различных классов, систем и быстроходности, которые свидетельствуют о том, что разные типы гидротурбины неодинаково реагируют на изменение нагрузки и напора. Все это должно учитываться при выборе системы, типа, размеров гидротурбины и ее установке в здании ГЭС по отношению к уровню нижнего бьефа (§ 32).

§ 5. Основные параметры гидротурбин

Гидроагрегаты ГЭС работают с различной мощностью в соответствии с графиком нагрузки энергосистемы. Для обеспечения требуемых мощностей через турбины следует пропускать определенные расходы воды. При увеличении расхода через гидротурбины верхний бьеф понижается, а нижний повышается. Таким образом, турбины работают при разных напорах и расходах. Для проектирования и определения характеристик гидротурбин в условиях их работы на ГЭС должны быть заданы расчетная (номинальная) мощность гидроагрегата и диапазон колебаний напора на турбине. При движении потока из верхнего (В. Б) в нижний бьеф (Н. Б)* часть его

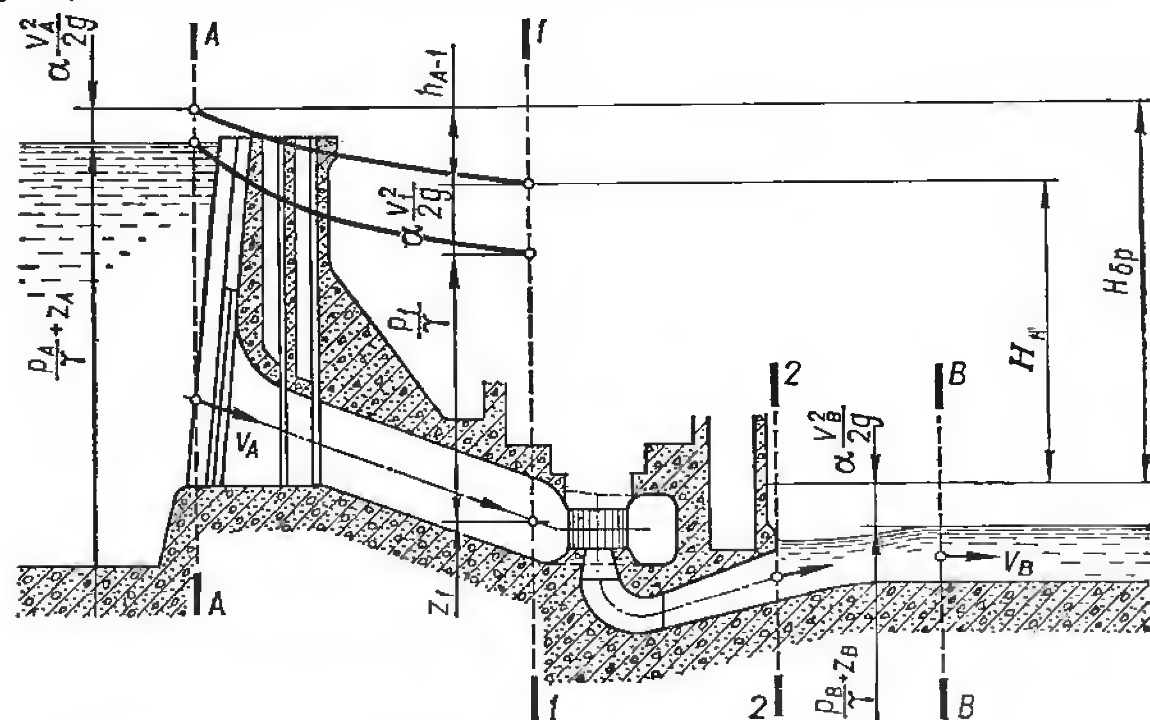


Рис. 15. Определение напора на ГЭС:

сечение $A - A$ — вход в водоприемник; сечение $B - B$ — в нижнем бьефе за отсасывающими трубами; v_A и v_B — средние скорости потока в сечениях $A - A$ и $B - B$.

* Под отметками В. Б и Н. Б подразумевают: в случае русловой и приплотинной ГЭС — отметки уровня воды непосредственно перед плотиной (В. Б) и за зданием ГЭС (Н. Б); в случае деривационной ГЭС — отметки уровня воды в напорном бассейне и в отводящей деривации.

энергии теряется в водоподводящих устройствах на преодоление гидравлических сопротивлений. В связи с этим при проектировании ГЭС и турбин вводят понятия напоров брутто (напоры на станции) и напоров нетто (напоры на турбине) [14; 22; 29].

Напор брутто $H_{бр}$ на станции представляет собою разность отметок верхнего и нижнего бьефов, когда расход через турбины равен нулю; при работающих турбинах он определяется как разность полных удельных энергий потока в верхнем и нижнем бьефах (рис. 15):

$$H = E_A - E_B = \left(\frac{p_A}{\gamma} + z_A + \alpha\frac{v_A^2}{2g}\right) - \left(\frac{p_B}{\gamma} + z_B + \alpha\frac{v_B^2}{2g}\right). \quad (6)$$

Полезный напор на турбине $H_н$ (напор нетто) меньше напора брутто на ГЭС при тех же отметках верхнего и нижнего бьефов на величину потерь энергии в подводящих устройствах и представляет собою разность удельных энергий потока на входе и на выходе из турбины, т. е. это рабочий напор на турбине. При проектировании турбин необходимо знать расчетный $H_р$, средневзвешенный $H_{ср}$, максимальный $H_{макс}$ и минимальный $H_{мин}$ напоры на турбине. При расчетном напоре и синхронной частоте вращения турбина должна развивать номинальную (расчетную) мощность. Для заданного диапазона напоров $H_{макс} - H_{мин}$ выбирают определенный тип гидротурбинного оборудования.

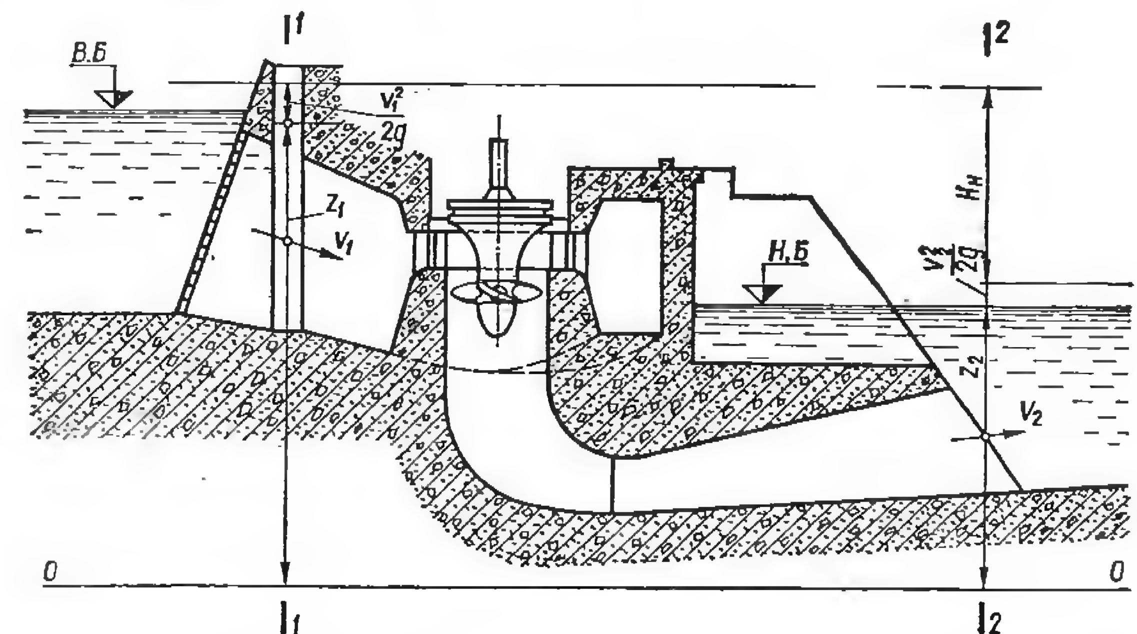


Рис. 16. Определение напора низконапорной реактивной гидротурбины.

Согласно международному коду натурных испытаний гидротурбин [14], напор нетто определяется для различных гидротурбин следующим образом:

для реактивных низко- и средненапорных гидротурбин в бетонной спиральной камере трапециевидного сечения (рис. 16), а также

для капсульных гидроагрегатов:

$$H_н = E_1 - E_2 = z_1 - z_2 + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}; \quad (7)$$

для реактивных гидротурбин в металлической спиральной камере круглого сечения (средние и высокие напоры) (рис. 17):

$$H_н = (z_1 + a_1 - z_2) + \frac{p_м}{\gamma} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}, \quad (8)$$

где $\frac{p_м}{\gamma}$ — показание манометра, подключенного на входе в спиральную камеру; a_1 — величина, учитывающая высотное расположение манометра;

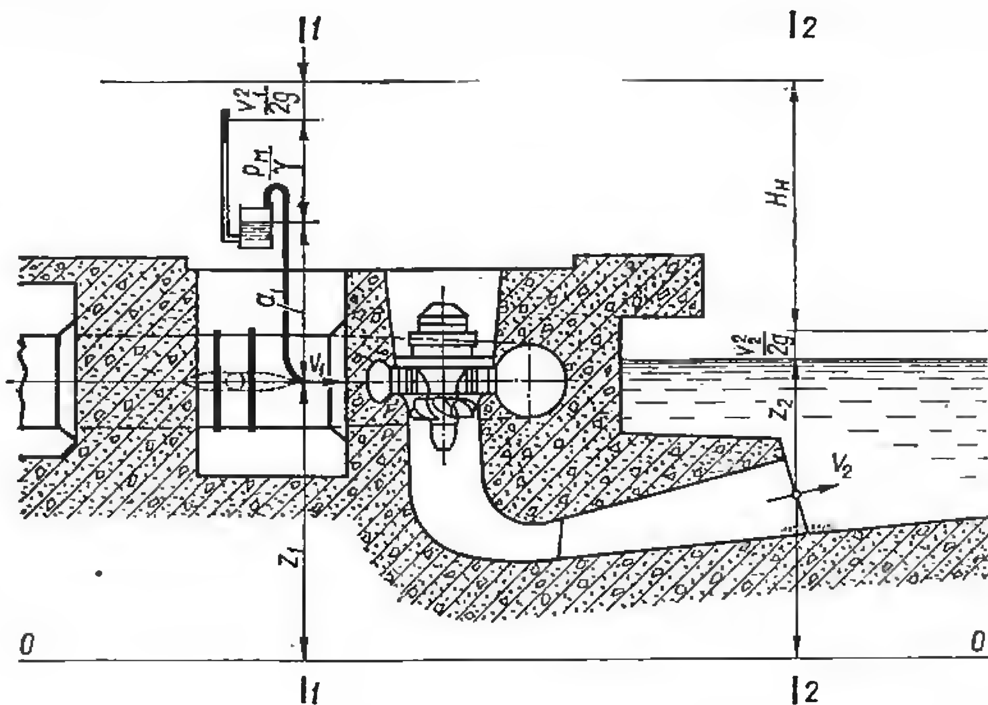


Рис. 17. Определение напора средне- и высоконапорных реактивных гидротурбин.

для ковшовых гидротурбин с одним соплом (рис. 18)

$$H_н = (z_1 + a_1 - z_2) + \frac{p_м}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g}; \quad (9)$$

для турбины с двумя соплами величина z_2 находится как среднеарифметическое между $z_{2\,I}$ и $z_{2\,II}$ (на рис. 18 коллектор для варианта турбин с двумя соплами показан штриховой линией).

О б ъ е м н ы й р а с х о д Q, $м^3/с$, представляет собой количество воды, проходящей через турбину за одну секунду (включая объемные протечки и собственные нужды). При проектировании гидротурбины необходимо знать следующие величины расхода: расчетный расход $Q_р$, максимальный расход Q_{max} и расход холостого хода $Q_{х.х}$. *Расчетный расход* $Q_р$ — это расход через турбину при расчетных значениях напора, мощности и синхронной частоте вращения турбины. *Максимальный расход* через турбину Q_{max} может иметь место при минимальном напоре для обеспечения заданной мощности турбины. *Расход холостого хода* $Q_{х.х}$ — это величина расхода при расчетном напоре $H_р$ и синхронной частоте вращения, когда полезная нагрузка на турбине равна нулю.

П о д в о д и м а я к т у р б и н е м о щ н о с т ь представляет собою гидравлическую мощность потока на входе в турбину:

$$N = \frac{\gamma Q H_н}{102} = 9{,}81 Q H_н. \quad (10)$$

Э ф ф е к т и в н а я м о щ н о с т ь т у р б и н ы — это механическая мощность на валу турбины, которая является суммой мощ-

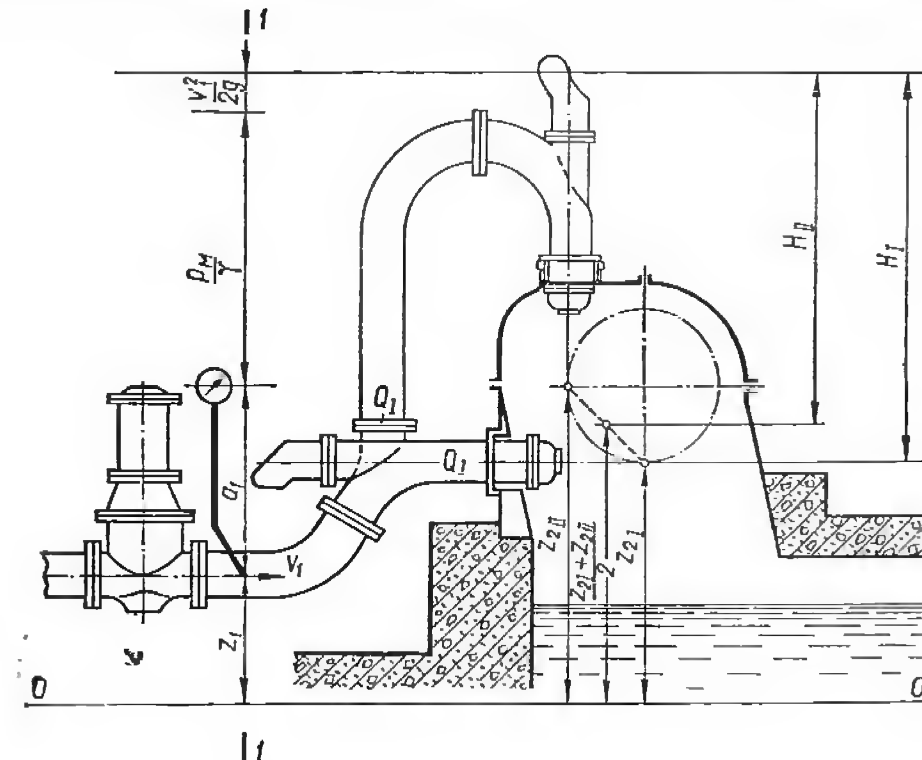


Рис. 18. Определение напора ковшовой гидротурбины.

ности, замеренной на зажимах генератора; механических и электрических потерь в генераторе; потерь в подпятнике; мощности, потребляемой вспомогательными механизмами.

Эффективная мощность турбины

$$N_{эф} = \gamma Q H_н \eta_т. \quad (11)$$

Р а с ч е т н а я м о щ н о с т ь т у р б и н ы $N_р$ — это мощность, которую она развивает при выбранном диаметре рабочего колеса и расчетных величинах напора и частоты вращения. Гидротурбину проектируют и изготавливают на расчетную мощность.

В процессе преобразования гидравлической энергии потока в механическую часть энергии в гидротурбине неизбежно теряется.

В результате механическая мощность турбины $N_{эф}$ меньше подводимой мощности. Отношение мощности на валу гидротурбины к подводимой мощности потока называется *полным КПД гидротурбины*:

$$\eta_т = \frac{N_{эф}}{N} 100\,\%. \qquad (12)$$

Полный КПД гидротурбины учитывает гидравлические, объемные, механические и дисковые потери (глава III). Перечисленные потери энергии зависят от нагрузки, поэтому КПД турбины определяется ее режимом работы. Режим, при котором КПД турбины достигает максимального значения, называется *оптимальным*. Соответственно режим (N_p, H_p), на который рассчитывают турбину и определяют ее основные параметры (диаметр рабочего колеса D_1, *м*, синхронную частоту вращения n, *об/мин*, и высоту отсасывания H_s, *м*), называется *расчетным*. В зависимости от типа турбины, ее размеров, качества изготовления и других факторов КПД мощных гидротурбин на оптимальном режиме достигают 93—95%, снижаясь на нерасчетных режимах.

Современные мощные и средние гидротурбины непосредственно соединены с генераторами. Так как в генераторе при преобразовании механической энергии в электрическую возникают электрические, механические и другие потери, то КПД гидроагрегата $\eta_{агр} = \eta_т\eta_г$. Коэффициент полезного действия генератора $\eta_г = 96 \div 98\%$ для средних и мощных генераторов и мало изменяется при изменении нагрузки.

Мощность гидроагрегата, учитывая потери в турбине и генераторе,

$$N = \frac{\gamma Q H_н \eta_т \eta_г}{102} = (8 \div 9)\, QH_н,\ квт. \qquad (13)$$

Для характеристики энергетических показателей гидроагрегата при различных напорах и мощностях вводят понятие *средневзвешенного КПД* $\eta_{ср.взв}$. Он равен отношению действительной выработки энергии гидроагрегатом при его работе по графику нагрузки к выработке, которую он мог бы обеспечить при тех же расходах воды и при $\eta_{агр} = 1$:

$$\eta_{ср.\,взв} = \frac{\sum_{i=1}^{n} N_i \eta_i}{\sum_{i=1}^{k} N_i}. \qquad (14)$$

Так как гидротурбина соединена с синхронным генератором переменного тока, то ее частота вращения должна быть строго определенной, т. е. синхронной. Синхронную частоту вращения турбины и генератора определяют, пользуясь зависимостью

$$f = \frac{pn}{60}. \qquad (15)$$

В СССР частота переменного тока принята $f = 50$ *гц*, тогда согласно (15) синхронная частота вращения гидроагрегата

$$n = \frac{3000}{p},\ об/мин, \qquad (16)$$

где p — число пар полюсов генератора.

При проектировании гидроагрегата используют значения расчетной частоты вращения $n_р$ и разгонной частоты вращения $n_{разг}$. Р а с ч е т н а я ч а с т о т а в р а щ е н и я $n_р$ равна синхронной частоте вращения, на которую гидротурбина проектируется. Ч а с т о т а в р а щ е н и я х о л о с т о г о х о д а $n_{х.х}$ — это частота вращения возбужденного генератора, отключенного от системы. Р а з г о н н о й ч а с т о т о й в р а щ е н и я $n_{разг}$ называется максимальное число оборотов, достигаемое агрегатом при полном сбросе нагрузки и при полностью открытом направляющем аппарате (для поворотнолопастных гидротурбин — промежуточное положение лопаток направляющего аппарата и лопастей рабочего колеса).

§ 6. Использование различных типов гидротурбин в соответствии с напорами

Современное гидротурбостроение развивается с учетом следующих основных тенденций:

повышения экономичности и надежности в эксплуатации;

дальнейшего увеличения быстроходности гидротурбин с целью обеспечения требуемой расчетной мощности при меньших габаритах и весах гидроагрегатов, что обеспечивает снижение стоимости энергетического оборудования и здания ГЭС;

улучшения энергетических характеристик гидротурбин и повышения среднеэксплуатационного КПД агрегатов при работе на нерасчетных нагрузках и напоре;

улучшения кавитационных характеристик с целью уменьшения разрушений проточной части и снижения отметки установки турбины по отношению к нижнему бьефу, что приводит к существенному уменьшению стоимости строительных работ по зданию ГЭС;

уменьшения пульсаций давления в проточной части (особенно за рабочим колесом радиально-осевой гидротурбины) и сопутствующих им вибраций агрегата;

дальнейшего роста единичных мощностей гидроагрегатов; применение на ГЭС мощных гидроагрегатов позволяет уменьшить их число, повысить КПД и снизить стоимость энергетического оборудования и здания.

Разработку высокоэффективного энергетического оборудования ведут в двух направлениях:

1. Дальнейшее совершенствование проточной части, технико-экономических характеристик и увеличение быстроходности обычных

типов гидротурбин — вертикальных осевых поворотнолопастных, радиально-осевых и ковшовых турбин.

2. Разработка новых схем проточной части и конструкций гидротурбин с улучшенными энергетическими и кавитационными характеристиками.

В последние годы достигнуты большие успехи в расширении диапазона применения обычных реактивных гидротурбин по напорам. В настоящее время вертикальные осевые поворотнолопастные гидротурбины применяют на напоры $10 \div 80$ *м*. Следует заметить, что целесообразность применения вертикальных осевых турбин на низкие ($H < 10$ *м*) или высокие напоры ($H > 60$ *м*) не является бесспорной. Так, применение вертикальных осевых гидротурбин на низкие напоры $H = 3 \div 10$ *м* связано с чрезмерным увеличением размеров и веса агрегата, удорожанием здания ГЭС. Поэтому для диапазона напоров $H = 3 \div 15$ *м* в последние годы разработаны более быстроходные и экономичные горизонтальные капсульные агрегаты. Применение вертикальных осевых поворотнолопастных гидротурбин на относительно высокие напоры ($H = 50 \div 80$ *м*) объясняется стремлением повысить среднеэксплуатационный КПД агрегатов в том случае, если на станции имеют место большие колебания нагрузки и напора. У радиально-осевых гидротурбин в таких условиях падает среднеэксплуатационный КПД и уменьшается выработка энергии. С другой стороны, высоконапорные вертикальные осевые гидротурбины имеют худшие кавитационные качества, что ограничивает их применение на высокие напоры. Экономически целесообразно устанавливать их на ГЭС только при заглублении под уровень нижнего бьефа, не превышающем $6 \div 8$ *м*. В связи с этим возникла потребность в новом типе гидротурбины, которая объединяла бы в себе преимущества осевой поворотнолопастной (малое изменение КПД при значительных колебаниях напора и нагрузки) и радиально-осевой гидротурбины (хорошие кавитационные качества, небольшое заглубление турбины). Такие гидротурбины, называемые диагональными поворотнолопастными, были созданы и получают в настоящее время все большее применение в практике гидроэнергостроительства при напорах $H = 50 \div 200$ *м*.

Радиально-осевые гидротурбины в настоящее время используют при напорах от 30 до 700 *м* (табл. 2). Причем продвижение радиально-осевых гидротурбин в зону высоких напоров ($H = 300 \div \div 700$), более быстроходных по сравнению с ковшовыми, стало возможным благодаря улучшению их кавитационных характеристик, что позволило вытеснить из зоны напоров $H = 300 \div 650$ *м* менее экономичные ковшовые гидротурбины.

Ковшовые гидротурбины в настоящее время применяют главным образом при напорах свыше 500 *м* ($H = 500 \div 2000$ *м*). Их конструкции также претерпели существенные изменения. Современные мощные ковшовые гидротурбины выполняются вертикальными многосопловыми; они имеют более высокие значения КПД ($\eta = 91 \div 92\%$) по сравнению с ранее применявшимися горизонтальными турбинами. Если на заданные диапазон напоров и условия работы ГЭС возможно применение нескольких различных типов гидротурбин или рабочих колес, то необходимо провести технико-экономический анализ различного энергетического оборудования и выбрать оптимальный вариант.

Общая классификация гидротурбин различных типов по напорам представлена в табл. 2. В табл. III—VII приложения приведены некоторые параметры различных гидротурбин, установленных на ряде современных ГЭС.

Таблица 2. **Применение гидротурбин в соответствии с напорами**

Типы гидротурбин	Диапазон напоров H, *м*	Единичная максимальная мощность N, *Мвт*	Диаметр турбины максимальный D_1, *м*
Реактивные гидротурбины			
Осевые:			
Капсульные, трубчатые и другие гидроагрегаты	2—20	До 50	8
Вертикальные поворотнолопастные турбины	6—80	250	10,5
Пропеллерные	6—80	150	9
Двухперовые	30—100	250	8
Диагональные	30—200	300	8
Радиально осевые	30—700	800	10
Обратимые			
Осевые	2—15	30	8
Диагональные	20—100	300	7,5
Радиально-осевые одноступенчатые	30—600	450	9,5
Активные гидротурбины			
Ковшовые	300—2000	350	7,5
Наклонно-струйные	50—400	50	4
Двукратные	10—100		
«Сфиндекс»	200—1500		

§ 7. Новые типы гидротурбин и обратимые гидроагрегаты

Рассмотрим основные типы гидротурбин, созданных или разрабатываемых в настоящее время [10; 11; 30].

Осевые горизонтальные поворотнолопастные гидротурбины (на напоры $H = 3 \div 20$ *м*). Вертикальные гидроагрегаты низконапорных ГЭС ($H < 10$ *м*) имеют большие размеры и веса и дорогую подводную часть здания. Горизонтальные осевые гидротурбины различных конструкций и компоновок (рис. 19, 20) экономичнее вертикальных осевых гидротурбин. Преимуществом этих гидротурбин является также наличие прямоосной отсасывающей трубы, вследствие чего поток при его движении через проточную часть турбины мало искривляется. Вследствие этого уменьшаются потери энергии, увеличивается пропускная способность.

2 7-204

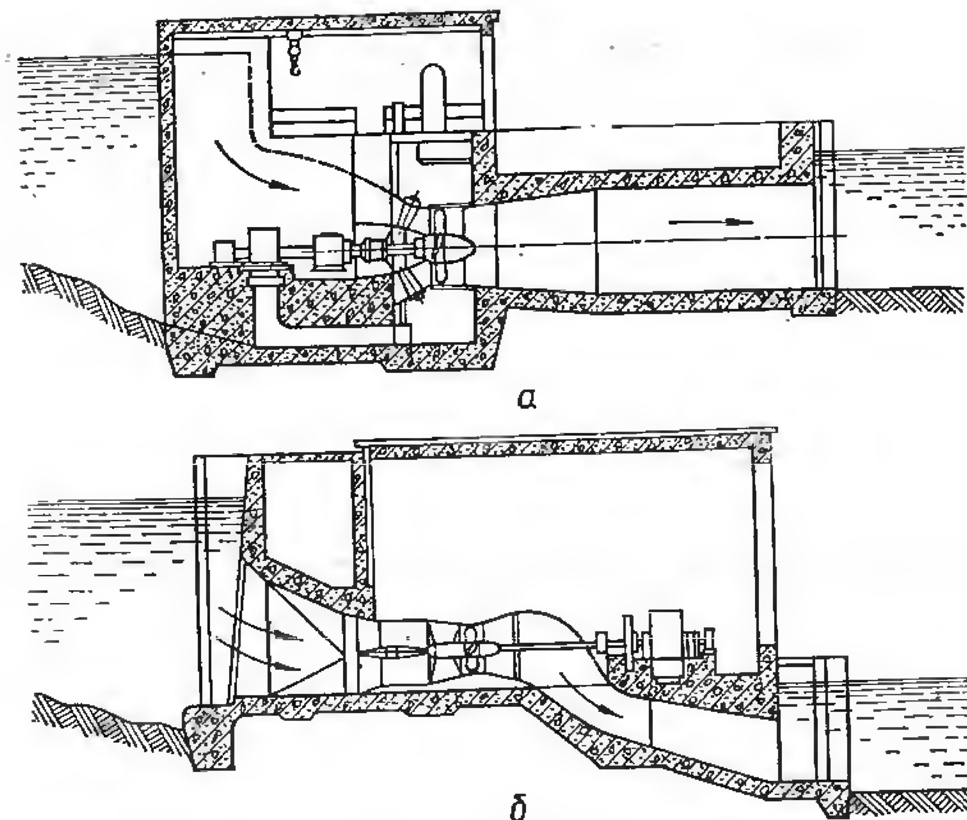


Рис. 19. Схемы проточных частей горизонтальных осевых гидротурбин:

а — шахтная; *б* — трубчатая.

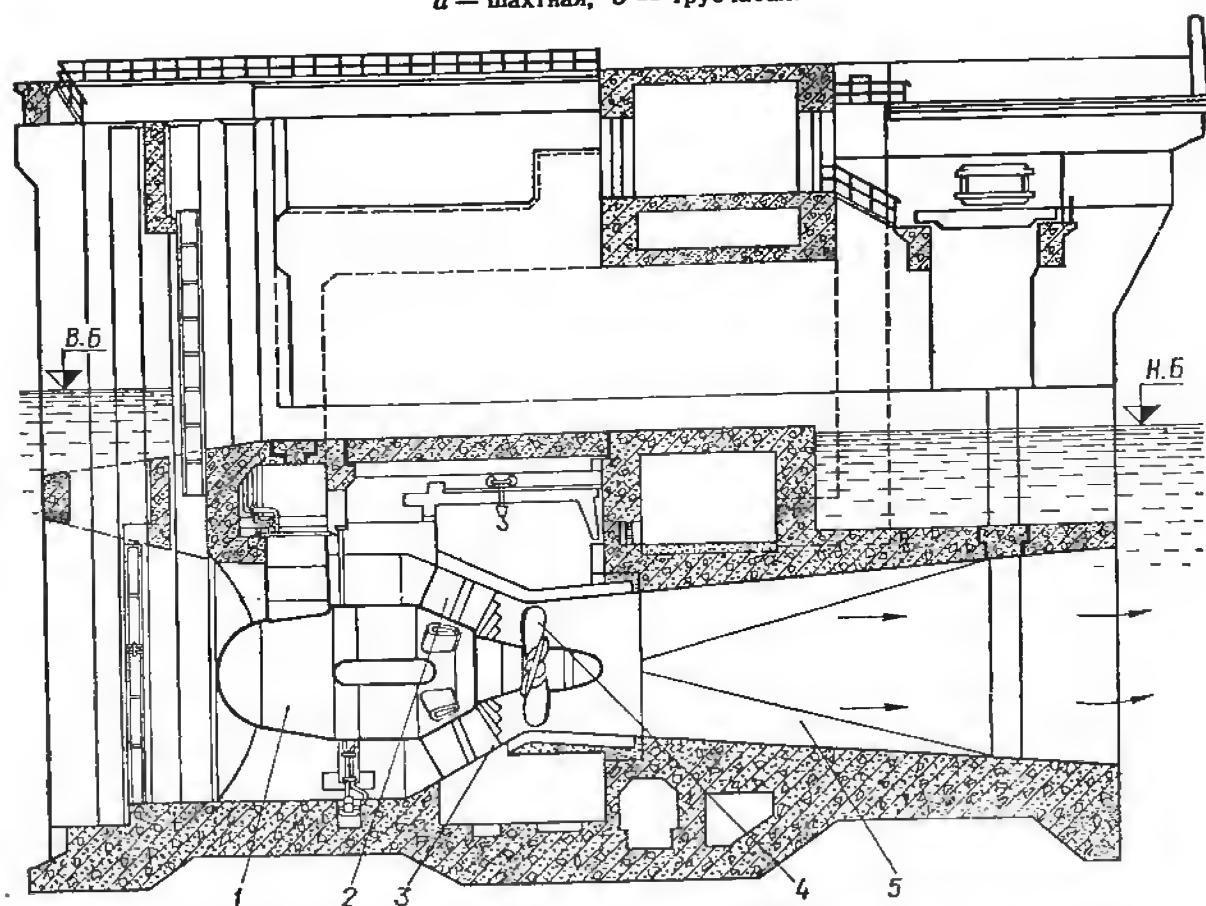


Рис. 20. Капсульный гидроагрегат ПЛ15/984-Г-600 Киевской ГЭС:

1 — капсула; *2* — статор; *3* — направляющий аппарат; *4* — рабочее колесо; *5* — отсасывающая труба.

Наиболее широкое применение среди горизонтальных поворотнолопастных гидротурбин получили капсульные (рис. 20). Генератор капсульного агрегата расположен в капсуле. Габариты блока по высоте и в плане значительно меньше по сравнению с вертикальной осевой гидротурбиной такой же мощности, что приводит к снижению стоимости здания на 25—40%. При тех же напорах и диаметрах рабочих колес мощность капсульных гидротурбин на 10—25% больше, чем осевых вертикальных; их КПД в оптимуме выше на 2—3%, а при режиме номинальной мощности разница в КПД еще больше. Работа вертикальной осевой гидротурбины при форсированных расходах сопровождается вибрацией и большими потерями энергии, особенно в отсасывающей трубе, в то время как в капсульных гидроагрегатах при больших расходах эти явления проявляются значительно меньше.

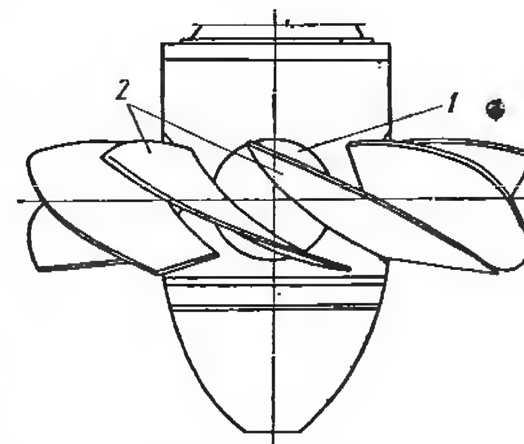


Рис. 21. Рабочее колесо двухперовой гидротурбины:

1 — фланец; *2* — перо.

На низкие напоры ($H = 3 \div 15$ *м*) применяются в основном капсульные гидроагрегаты, как более совершенные.

Осевые двухперовые вертикальные поворотнолопастные гидротурбины (для средних и высоких напоров, $H = 40 \div 80$ *м*). Для уменьшения высоты отсасывания и заглубления турбины необходимо улучшить ее кавитационные характеристики. Этого можно достичь, в частности, путем увеличения числа лопастей рабочего колеса. Однако при увеличении числа лопастей возрастают диаметр втулки рабочего колеса и скорости потока в рабочем колесе, что может привести не к улучшению, а к ухудшению кавитационных качеств осевой гидротурбины. Чтобы избежать чрезмерного увеличения втулки при числе лопастей $z = 8$, была разработана двухперовая гидротурбина, у которой на каждом фланце лопасти размещены два пера (рис. 21). Модельные и натурные испытания двухперовой гидротурбины подтвердили ее преимущества по сравнению с обычной осевой гидротурбиной при тех же напорах ($H = 40 \div 60$ *м*). На большинстве режимов работы двухперовая гидротурбина имеет хорошие кавитационные характеристики и малую нестационарность потока в проточной части.

Контрроторные гидротурбины. Контрроторная гидротурбина имеет два последовательно расположенных рабочих колеса противоположного вращения (рис. 22). Вначале поток поступает на первое осевое рабочее колесо (ротор), а затем на второе рабочее колесо (контрротор). Таким образом, напор на гидротурбине можно распределить между двумя рабочими колесами, что позволит применить контрроторную гидротурбину на более высокие напоры

($H = 80 \div 100$ *м*). Конструкция контрроторного гидроагрегата предусматривает установку ротора гидротурбины с ротором генератора на одном валу, а контрротора гидротурбины со «статором» генератора — на другом. Поскольку ротор и «статор» генератора вращаются в противоположных направлениях, оборотность генератора существенно увеличивается, что приводит к уменьшению его веса и размеров. Однако проблема съема мощности с вращающегося «статора» генератора, значительное усложнение конструкции агрегата и его регулирования не позволяют пока применять на ГЭС контрроторные гидротурбины.

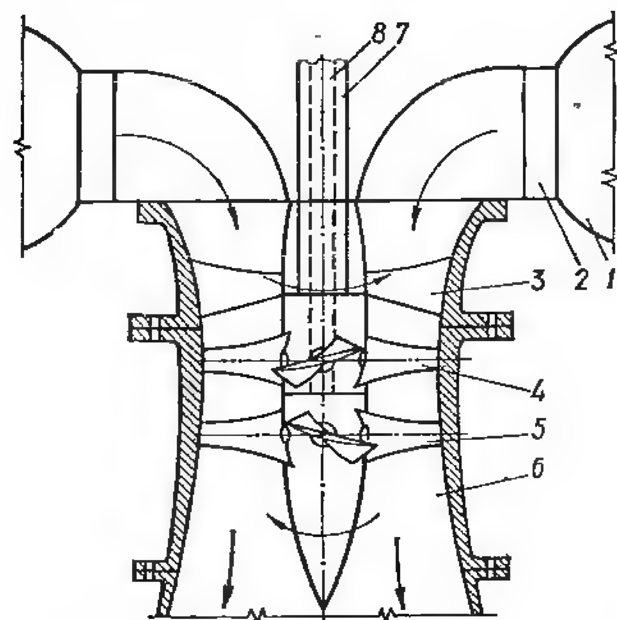


Рис. 22. Схема контрроторной гидротурбины:

1 — спиральная камера; *2* — статор; *3* — промежуточная опора; *4* — ротор; *5* — контрротор; *6* — отсасывающая труба; *7* — вал ротора; *8* — вал контрротора.

Диагональные поворотнолопастные вертикальные гидротурбины. Эти гидроагрегаты находят в настоящее время все большее применение при напорах $H = 50 \div 200$ *м*. Известно, что поворотнолопастная гидротурбина имеет высокий КПД на различных режимах ее работы. У диагональной гидротурбины камера и втулка рабочего колеса имеют сферическую форму, что позволяет поворачивать лопасти на нужный угол. Первые диагональные турбины имели конический направляющий аппарат и развернутую спиральную камеру, что приводило к усложнению конструкции блока. Более поздние гидравлические исследования показали, что переход к радиальному направляющему аппарату (рис. 11) не приводит к ухудшению характеристик турбины и упрощает ее компоновку. В Советском Союзе опытная диагональная поворотнолопастная турбина успешно эксплуатируется на Бухтарминской ГЭС; еще более мощные диагональные турбины устанавливаются на Зейской ГЭС (табл. V приложения).

Радиально-осевые гидротурбины специальной конструкции. С целью дальнейшего увеличения быстроходности, уменьшения нестационарности потока в проточной части и вибраций гидроагрегата, а также для обеспечения плавного изменения КПД при изменении напора и нагрузки разработаны новые конструктивные схемы рабочего колеса и направляющего аппарата радиально-осевых гидротурбин и проведены гидравлические испытания их моделей (рис. 23).

Быстроходные радиально-осевые гидротурбины ($H = 35 \div 170$ *м*). *Радиально-осевая гидротурбина с изменяющейся высотой направляющего аппарата и рабочего колеса и поворотными лопатками направляющего аппарата* (рис. 23, *а*). Гидротурбина такой конструкции обеспечивает двойное регулирование расхода при неизменном положении лопастей рабочего колеса. Изменение высоты направляющего аппарата и рабочего колеса происходит при помощи подвижных верхнего кольца направляющего аппарата и втулки рабочего колеса, что возможно при наличии цилиндрического участка лопасти, примыкающего к верхнему ободу (втулка рабочего колеса опускается или поднимается

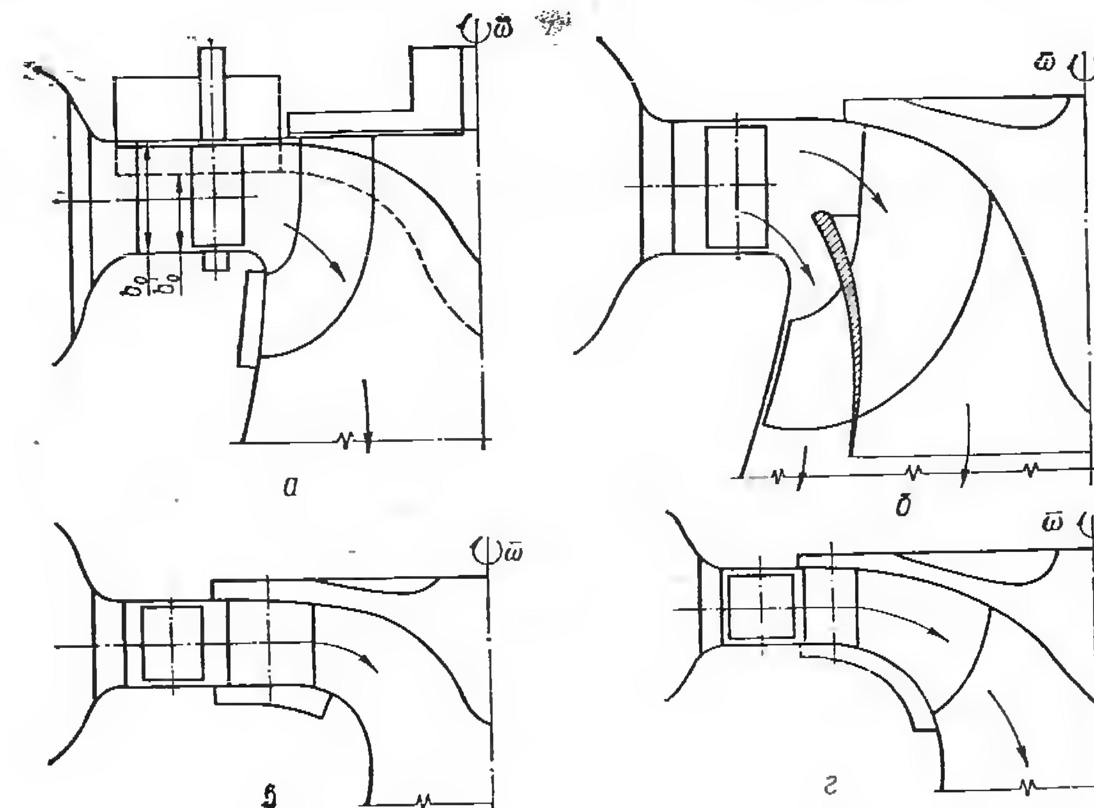


Рис. 23. Новые схемы радиально-осевых гидротурбин:

а — с изменяемой высотой и регулируемым направляющим аппаратом; *б* — с промежуточным кольцевым крылом в рабочем колесе; *в* — высоконапорная радиальная поворотнолопастная; *г* — с поворотными входными элементами лопастей рабочего колеса.

одновременно с верхним кольцом направляющего аппарата). Проведенные в СССР опытные исследования модели этой гидротурбины (рабочее колесо Р0170 на напор $H_{max} = 170$ *м*) показали, что при ее работе на различных нагрузках обеспечивается более высокий КПД и его плавное изменение по сравнению с обычной радиально-осевой гидротурбиной. Однако конструкция такой гидротурбины значительно сложнее.

Радиально-осевая гидротурбина, рабочее колесо которой имеет промежуточное кольцевое крыло (двухъярусное рабочее колесо, разработанное ЛПИ им. М. И. Калинина). Особенностью данной конструкции является наличие кольцевого крыла, разделяющего полость рабочего колеса на две части, и отсутствие наружного обода (рис. 23, *б*). Кольцевое крыло предназначено для уменьшения

неравномерности и скоростей пульсаций давления в потоке, что повышает КПД гидротурбины на нерасчетных режимах. Это особенно важно для рабочих колес высокой пропускной способности, у которых пульсации давления в потоке представляют большую опасность для механической прочности всего агрегата и прежде всего сварного рабочего колеса. Результаты энергетических испытаний моделей двухъярусных рабочих колес, предназначенных на напоры $H = 75 \div 115$ *м*, которые были проведены на кафедре гидромашин ЛПИ им. М. И. Калинина, показали, что КПД их на оптимальном режиме примерно такой же, как и обычных рабочих колес, а степень нестационарности потока меньше.

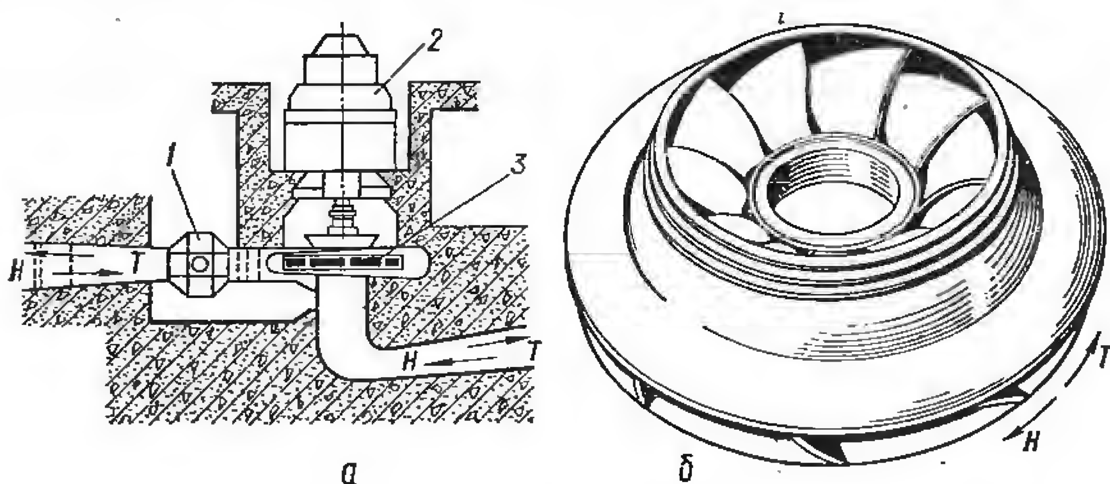


Рис. 24. Принципиальная схема обратимой гидромашины:
а — разрез по обратимому гидроагрегату; *б* — общий вид рабочего колеса; *1* — затвор; *2* — генератор-двигатель; *3* — обратимая гидромашина.

Тихоходные радиально-осевые гидротурбины на высокие напоры ($H = 400 \div 700$ *м*). *Гидротурбина, рабочее колесо которой имеет поворотные лопасти, предложена профессором В. С. Квятковским.* Полость рабочего колеса этой гидротурбины имеет такую форму, при которой лопасти заключены между параллельными ободьями, что дает возможность осуществить одновременный поворот лопастей рабочего колеса и лопаток направляющего аппарата (рис. 23, *в*). Как показали модельные исследования, двойное регулирование расхода через гидротурбину значительно улучшает ее КПД на нерасчетных режимах. Однако на оптимальном режиме работы КПД и кавитационные качества такой турбины ниже, чем у жестколопастной с обычной формой полости.

Гидротурбина с поворотными входными элементами лопастей рабочего колеса. В этом случае лопасти выполняются разрезными. Поворот входной части лопасти, расположенной между параллельными участками верхнего и нижнего ободьев рабочего колеса (рис. 23, *г*), обеспечивает более высокий КПД при изменении расхода через гидротурбину, поскольку потери на входе в рабочее колесо уменьшаются.

Обратимые гидромашины (турбины-насосы). Для обеспечения максимального КПД энергетического оборудования в насосном и турбинном режимах на ГАЭС устанавливают отдельно гидротурбины и насосы, которые рассчитывают на заданные условия независимо друг от друга. Однако трехмашинный агрегат (гидротурбина—генератор — двигатель—насос), являясь оптимальным с гидравлической точки зрения,— громоздкий и дорогой. При применении обратимой гидравлической машины, соединенной с двигателем-генератором, стоимость энергетического оборудования и здания ГАЭС

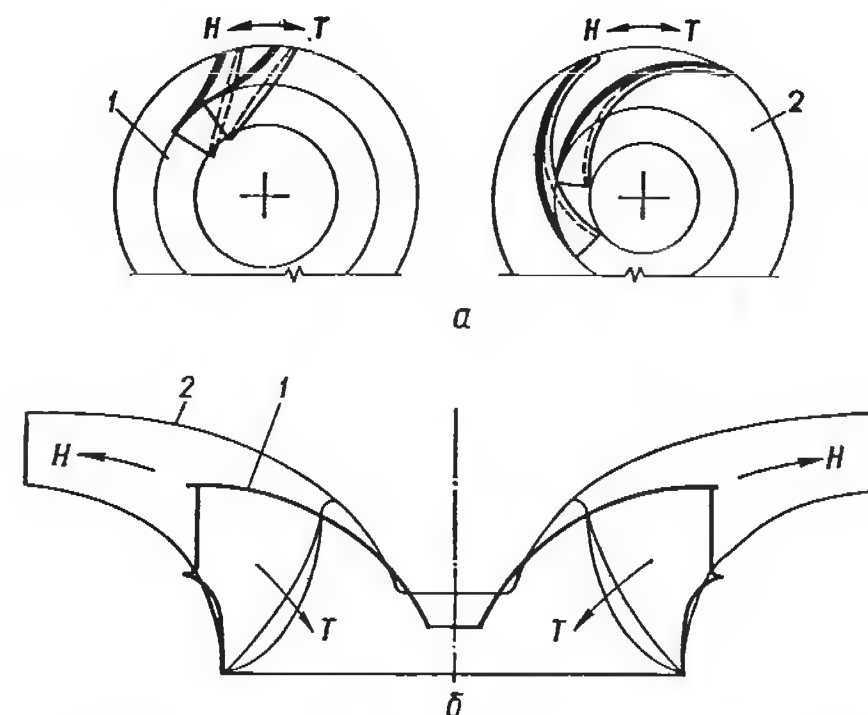


Рис. 25. Сравнение рабочих колес радиально-осевой турбины и обратимой насосной турбины (данные фирмы Эшер — Висс):
а — план рабочих колес; *1* — турбинное рабочее колесо; *2* — насосное рабочее колесо; *б* — меридиональная проекция рабочих колес.

существенно уменьшается. Обратимая гидромашина может работать и как насос, и как турбина; для этого надо изменить направление вращения ротора агрегата (рис. 24). Таким образом, один агрегат (гидромашина — электрическая машина) может аккумулировать гидравлическую энергию, работая в насосном режиме, или вырабатывать электрическую в турбинном режиме. Получение высокого КПД в насосном и турбинном режимах при общей проточной части и одинаковой частоте вращения электрической машины — задача довольно сложная.

Конструктивно обратимая гидромашина подобна обычной гидротурбине. При проектировании обратимых гидромашин основное внимание уделяется созданию эффективной проточной части агрегата прежде всего в насосном режиме работы. Рабочее колесо обратимого агрегата в основном рассчитывается как насосное колесо.

Известно, что поток в рабочем колесе насоса замедленный (диффузорная решетка), а в турбинном ускоренный (конфузорная решетка) (рис. 25, *а*, *б*). Замедление потока в обычном турбинном колесе, имеющем короткие лопастные каналы, при его работе в насосном режиме было бы чрезмерным и привело бы к отрывным явлениям, падению КПД и ухудшению кавитационных характеристик гидроагрегата. Поэтому насосное рабочее колесо лучше приспособлено к работе в турбинном режиме, чем турбинное в насосном.

Напор, развиваемый в насосном режиме работы, как правило, должен быть больше, чем в турбинном режиме. Вследствие этого при выбранном диаметре рабочего колеса частота вращения агрегата в насосном режиме должна быть больше (примерно на $10 \div 15\%$) по сравнению с турбинным режимом. Если величина КПД в турбинном режиме имеет первостепенное значение, возможно изготовление обратимого агрегата с двухскоростной обратимой электрической машиной. Однако в современных конструкциях обратимых гидромашин удается обеспечить приемлемые значения КПД в насосном и турбинном режимах при одинаковой частоте вращения. Поэтому двухскоростные обратимые агрегаты, как более дорогие, применяются редко.

Эффективность работы ГАЭС возрастает по мере увеличения их напора, поэтому средне- и высоконапорные радиально-осевые одноступенчатые обратимые агрегаты ($H = 100 \div 600$ *м*) находят широкое применение (табл. VI приложения).

В отдельных случаях целесообразно применение диагональных и осевых обратимых гидромашин, а также многоступенчатых обратимых гидроагрегатов.

Капсульные гидроагрегаты приливных электростанций выполняют обратимыми для обеспечения подачи воды в бассейн в часы провала графика нагрузки системы (насосный режим) и последующего использования аккумулированной энергии в часы покрытия пиков графика нагрузки (турбинный режим) (рис. 7). Обратимый агрегат ПЭС может работать в турбинном и насосном режимах при любом направлении вращения рабочего колеса, а также в качестве водопропуска. Этого удалось достичь благодаря применению лопастей специальной S-образной формы и механизма поворота, осуществляющего поворот лопастей на бóльшие углы по сравнению с обычными осевыми рабочими колесами поворотнолопастных гидротурбин. Прямоточная схема капсульного агрегата целесообразна при перемене направления движения потока, связанного с переходом из турбинного режима в насосный (или наоборот).

Принципиальная конструкция агрегата аналогична показанной на рис. 20.

Капсульные обратимые агрегаты в настоящее время применяют на напоры $H = 2 \div 15$ *м*.

Диагональные поворотнолопастные обратимые гидроагрегаты используют для установки на ГАЭС при более высоких напорах $H = 25 \div 100$ *м*. Поворот лопастей рабочего колеса улучшает рабочие характеристики обратимого гидроагрегата, особенно при работе в насосном режиме. Во-первых, при работе на нерасчетных режимах существенно увеличивается КПД насоса с поворотными лопастями по сравнению с жестколопастными рабочими колесами. Во-вторых, при развороте лопастей рабочего колеса на больший угол увеличиваются диаметры расположения входных и выходных кромок рабочего колеса, что обеспечивает рост расхода и увеличение напора. Это обстоятельство очень важно для работы агрегатов в насосном режиме на станциях, где наблюдается большое колебание уровня воды в верхнем бассейне. На рис. 26 показан вертикальный разрез по обратимому диагональному агрегату одной из действующих ГАЭС. Применение обратимых диагональных гидроагрегатов на напоры $H > 100$ *м* ограничено кавитационными и прочностными характеристиками агрегата.

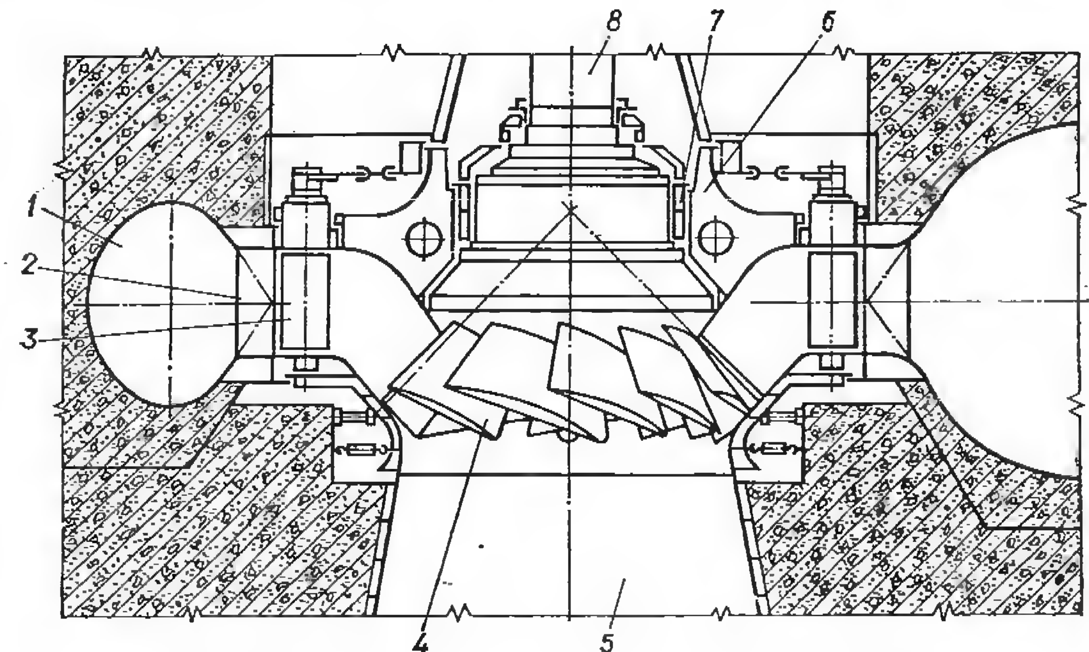


Рис. 26. Диагональная обратимая гидротурбина для ГАЭС:
1 — спиральная камера; 2 — статор; 3 — направляющий аппарат; 4 — рабочее колесо; 5 — отсасывающая труба; 6 — крышка турбины; 7 — подшипник турбины; 8 — вал турбины.

Радиально-осевые обратимые гидроагрегаты специальных конструкций [30]. С целью дальнейшего улучшения технико-экономических показателей обратимых радиально-осевых гидромашин и расширения зоны их применения по напорам был разработан ряд новых конструкций. Чтобы избежать падения КПД гидроагрегата, особенно при работе в турбинном режиме, швейцарскими инженерами разработана оригинальная конструкция обратимой гидромашины с постоянным направлением вращения ротора (рис. 27), получившей название «Изоджир». Агрегат имеет два рабочие колеса — насосное и турбинное, установленные на общем валу. На входе в рабочее колесо гидро-

турбины и выходе из насоса имеются независимые цилиндрические затворы. Если, например, агрегат работает в турбинном режиме, то затвор после рабочего колеса насоса закрыт и вода отжата из полости насоса. Для перехода в насосный режим при сохранении направления вращения ротора закрывают затвор перед турбиной,

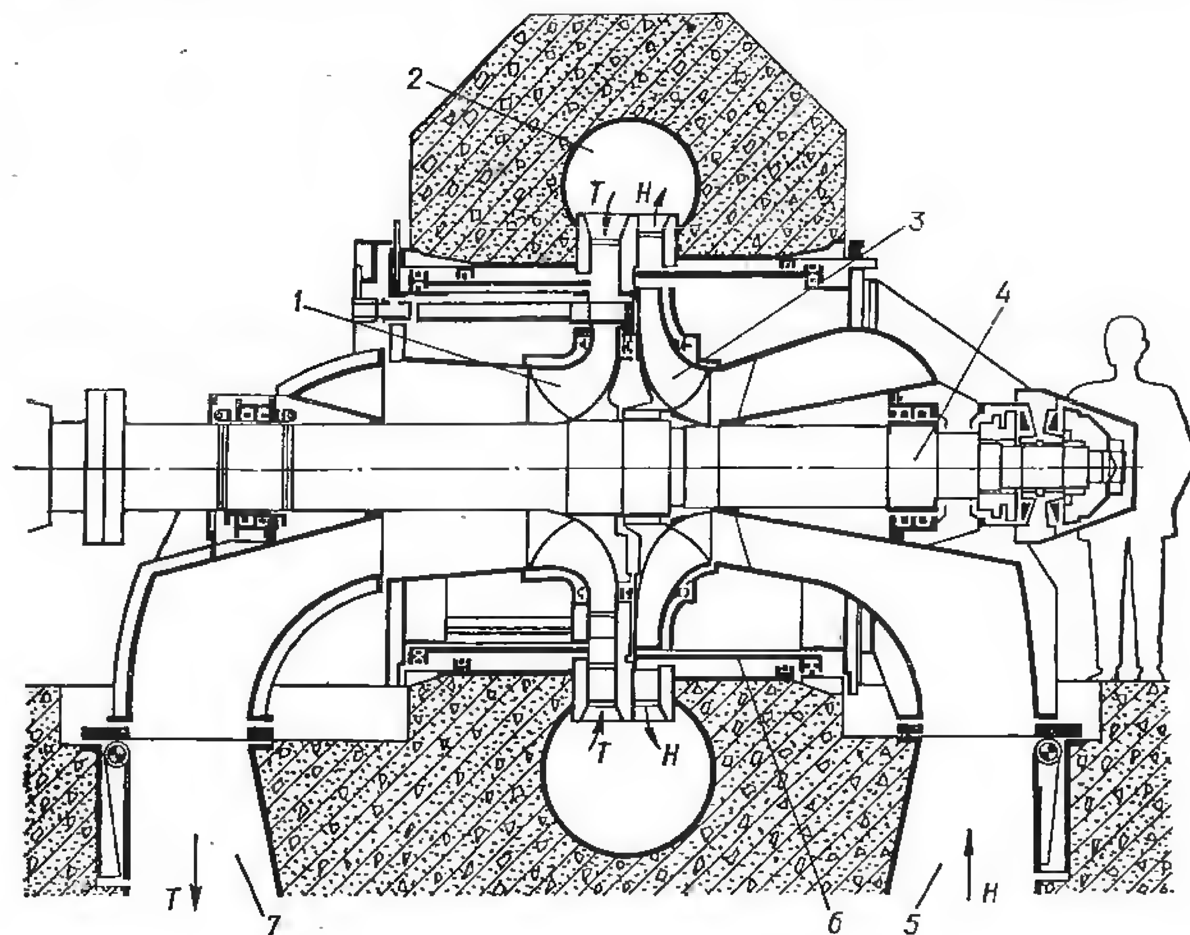


Рис. 27. Обратимая гидромашина «Изоджир»:

1 — турбинное рабочее колесо; 2 — спиральная камера; 3 — насосное рабочее колесо; 4 — вал гидроагрегата; 5 — всасывающий патрубок; 6 — цилиндрический затвор; 7 — отсасывающая труба.

отжимают воду из ее рабочего колеса и открывают затвор после рабочего колеса насоса. Таким образом, переход из одного режима работы в другой существенно упрощается и требует меньшего времени. Экспериментальный агрегат «Изоджир» установлен на ГЭС «Роби» (Швейцария).

Другим подходом к решению вопроса об улучшении КПД и характеристик обратимой гидромашины при работе в турбинном и насосном режимах является конструкция агрегата «Хайвар», разработанная английской фирмой «Инглиш Электрик» (рис. 28). Отличительной особенностью рабочего колеса такого агрегата являются поворотные элементы разрезных лопастей. Регулирование положения выходных частей лопастей в зависимости от открытия направляющего аппарата позволяет существенно улучшить характеристики агрегата при переменных напоре и нагрузке. С другой стороны, при работе в насосном режиме поворотные элементы лопастей позволяют обеспечить не только высокий КПД, но и требуемую величину напора, так как при повороте выходной части лопасти изменяется диаметр рабочего колеса.

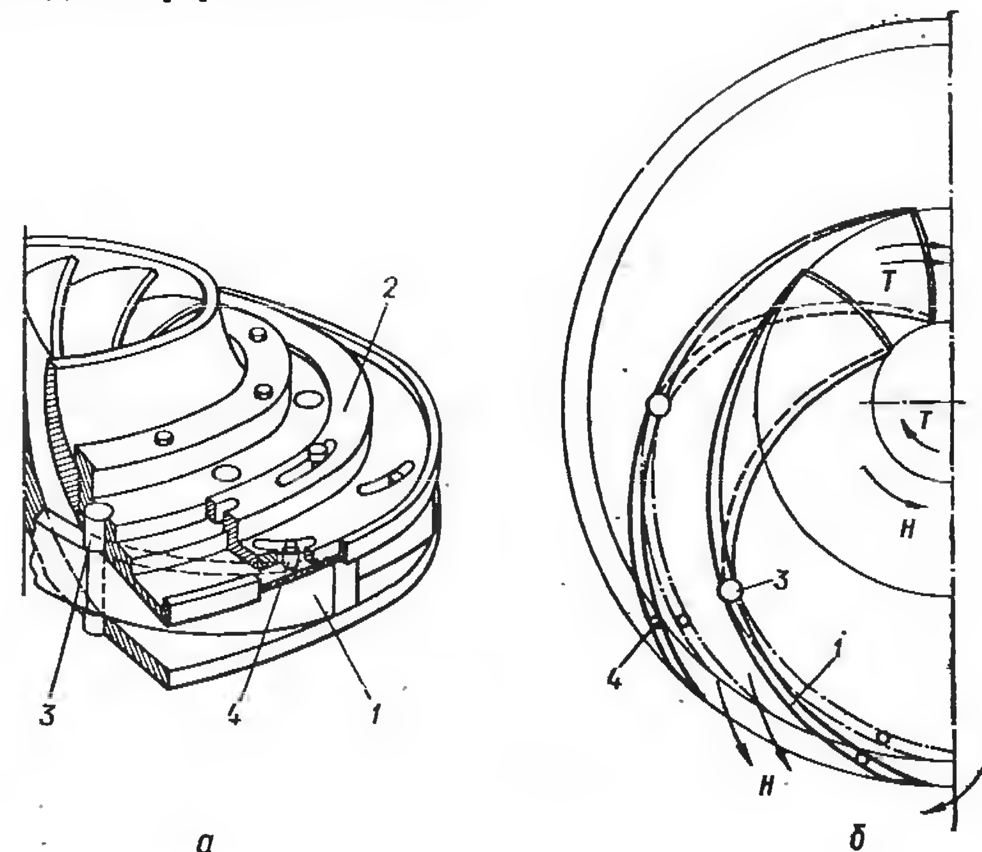


Рис. 28. Рабочее колесо обратимой радиально-осевой гидромашины «Хайвар» с поворотными элементами лопастей:

а — общий вид рабочего колеса; б — схема лопастного канала рабочего колеса; 1 — поворотная часть лопасти; 2 — поворотное кольцо; 3 — цапфа; 4 — фиксирующий штифт.

Современной тенденцией в развитии обратимых гидромашин является дальнейшее их продвижение в зону более высоких напоров $H = 500 \div 1000$ *м*. Работы ведутся в двух направлениях: разработка двухступенчатых или многоступенчатых радиально-осевых обратимых гидромашин; последовательное соединение двух обычных обратимых радиально-осевых машин (сдвоенные обратимые агрегаты).

Часть I

ОСНОВЫ ТЕОРИИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ТУРБИН, ИСПЫТАНИЯ МОДЕЛЕЙ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ НАТУРНЫХ ГИДРОТУРБИН

Глава I. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ТУРБИН

§ 8. Задачи расчетно-теоретического исследования проточной части гидротурбин

Расчетно-теоретическое исследование рабочего процесса гидромашин (энергообмена между потоком и лопастной системой рабочего колеса с учетом потерь энергии в проточной части) связано с применением уравнений движения, энергии, количества движения и других как в абсолютной (неподвижной), та́к и в относительной (вращающейся вместе с рабочим колесом) системах координат. Расчетное исследование и проектирование проточной части гидротурбин основано на применении определенных гидромеханических схем при соответствующих допущениях, упрощающих действительную картину течения и энергообмена.

Основное назначение гидротурбины состоит в преобразовании гидравлической энергии потока в механическую энергию на ее валу. Поэтому особое внимание уделяется уравнению энергии потока в проточной части как в абсолютной, так и в относительной системах координат. Применение перечисленных выше основных уравнений потока в задачах гидродинамики турбомашин и их практическое решение при помощи ЭВМ позволяет определить поверхности тока в проточной части как в абсолютной (спиральная камера, статор, направляющий аппарат), так и относительной (рабочее колесо) системах координат.

В теории гидравлических турбин изучаются следующие проблемы.

Расчетное исследование потока невязкой жидкости в проточной части заданной формы и проектирование лопастных систем при известной форме потока. В зависимости от конкретных условий эта проблема может быть сформулирована в виде прямой или обратной задачи.

Исследование вторичных течений. Под *вторичным потоком* в турбомашинах понимают движение жидкости, приводящее к различию между действительной формой потока и принятым осесимметричным движением. Для приближенного определения формы потока в рабочем колесе при принятых допущениях используют прямую осесимметричную задачу. Уточнение принятых поверхностей тока в процессе решения прямой задачи позволяет наметить пути улучшения геометрии проточной части и уменьшения дополнительных потерь энергии.

Исследование потока вязкой жидкости и определение гидравлических потерь энергии при помощи теории пограничного слоя. На первом этапе выполняют расчет потока невязкой жидкости в проточной части турбомашины. Это позволяет в первом приближении вычислить распределение скоростей и давления на обтекаемых поверхностях лопастей; последующий расчет пограничного слоя и профильных потерь в лопастных системах дает возможность на основании анализа расчетных данных выбрать оптимальный вариант проточной части.

Однако для окончательного выбора проточной части одних расчетных методов исследования недостаточно, поскольку они описывают рабочий процесс гидротурбины приближенно. В связи с этим в инженерной практике большое значение придается экспериментальному исследованию моделей и натурных гидромашин. Лабораторные испытания моделей и их модификаций позволяют в конечном итоге решить задачу создания эффективной проточной части гидротурбины для заданных условий. Экспериментальные данные используют также для дальнейшего уточнения и совершенствования методов расчета проточной части гидротурбин.

§ 9. Структура потока в проточной части реактивных гидротурбин

Структура потока в проточной части гидротурбины чрезвычайно сложна, что можно объяснить следующими основными причинами:

1. Проточная часть реактивной гидротурбины имеет значительную кривизну контуров, изменяющуюся вдоль потока, что приводит к существенной неравномерности скоростей и давлений в различных сечениях потока.

2. Конечное число лопаток направляющего аппарата и лопастей вращающегося рабочего колеса вызывает изменения скорости и давления в сечениях потока в зависимости от его координат и времени. В результате поток в проточной части и, в частности, в рабочем колесе (как абсолютный, так и относительный) трехмерный и неустановившийся.

3. Структура потока усложняется из-за влияния вязкости, особенно на режимах работы турбины, отличных от оптимального. Нарастание пограничного слоя и его отрыв от обтекаемых поверхностей приводит к усложнению поверхностей тока, которые значительно отличаются от принятых расчетных форм потока.

Расчетно-теоретическое исследование потока возможно при определенных упрощающих допущениях, позволяющих описать и проанализировать поток при помощи математического аппарата. Обычно принимают следующие допущения: поток в проточной части *невязкий*, *несжимаемый* и в среднем — *установившийся*; движение частиц жидкости происходит вдоль поверхностей тока, которые являются *поверхностями вращения*.

В теории гидромашин в зависимости от числа координат, по которым учитывается изменение параметров потока, принята следую-

щая классификация потоков: *одномерные потоки, двумерные потоки, трехмерные потоки* [5; 7; 24; 28].

Для иллюстрации классификации потоков в гидротурбинах применим криволинейную ортогональную систему координат q_1, q_2, q_3 (рис. 29). Координата q_1 направлена вдоль принятой поверхности тока; q_2 — по нормали к поверхностям тока; координата q_3 — перпендикулярна к q_1 и q_2 и совпадает с окружным направлением вращения рабочего колеса.

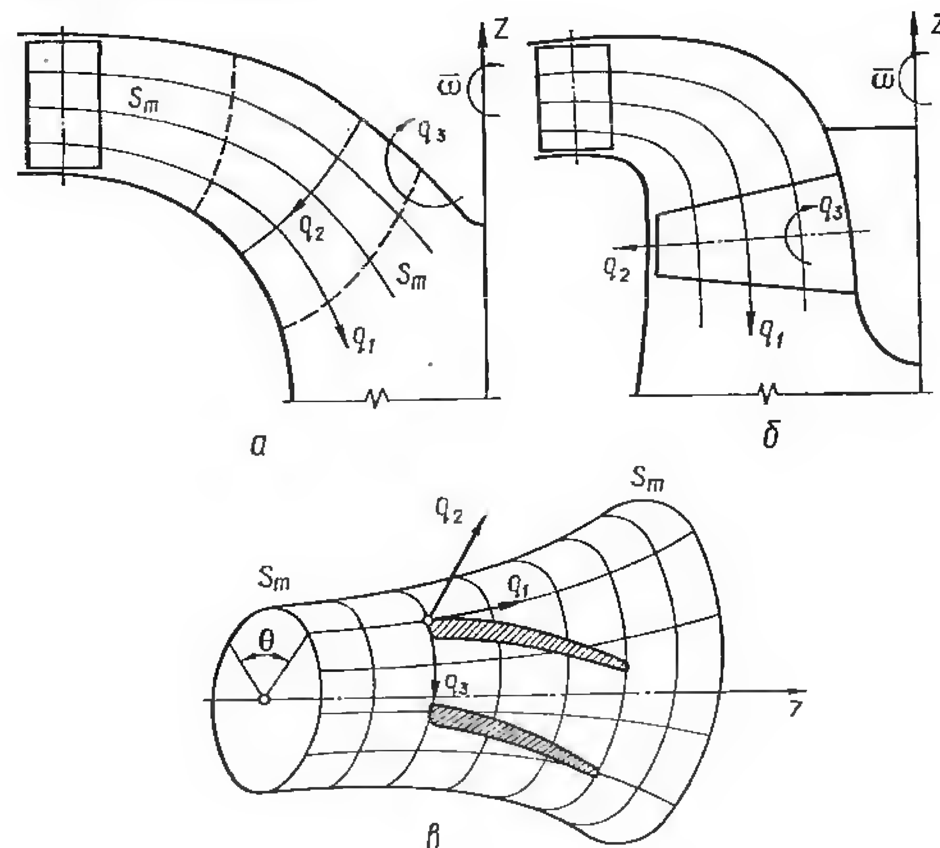


Рис. 29. Поверхности тока в реактивных гидротурбинах:
а — радиально-осевая; *б* — осевая; *в* — поверхность тока $S_m - S_m$.

Одномерный поток. В одномерном потоке учитывают изменение параметров потока только вдоль поверхности тока — координаты q_1. Полагают, что скорость, давление и другие параметры потока не изменяются вдоль координат q_2 и q_3. Принятые контуры проточной части гидротурбины определяют форму линий тока, а известные величины расхода и поперечных сечений потока — значения средних скоростей вдоль нормалей q_2. Так как изменение параметров вдоль координаты q_3 не учитывается $\left(\frac{\partial(\ )}{\partial q_3} = 0\right)$, такой поток называют *осесимметричным*.

Двумерный поток. В этом случае учитывают изменение параметров потока в меридиональной плоскости по двум координатам q_1 и q_2. Поток по-прежнему считают осесимметричным, т. е. не учитывают изменения скорости и давления вдоль координаты q_3.

Определение линий тока и нормалей к ним, а также значений скоростей вдоль q_1 и q_2 является основной задачей при построении меридиональных потоков. Двумерные потоки широко используют в практике гидротурбостроения при решении осесимметричных задач, так как они точнее описывают действительную картину течения в проточной части.

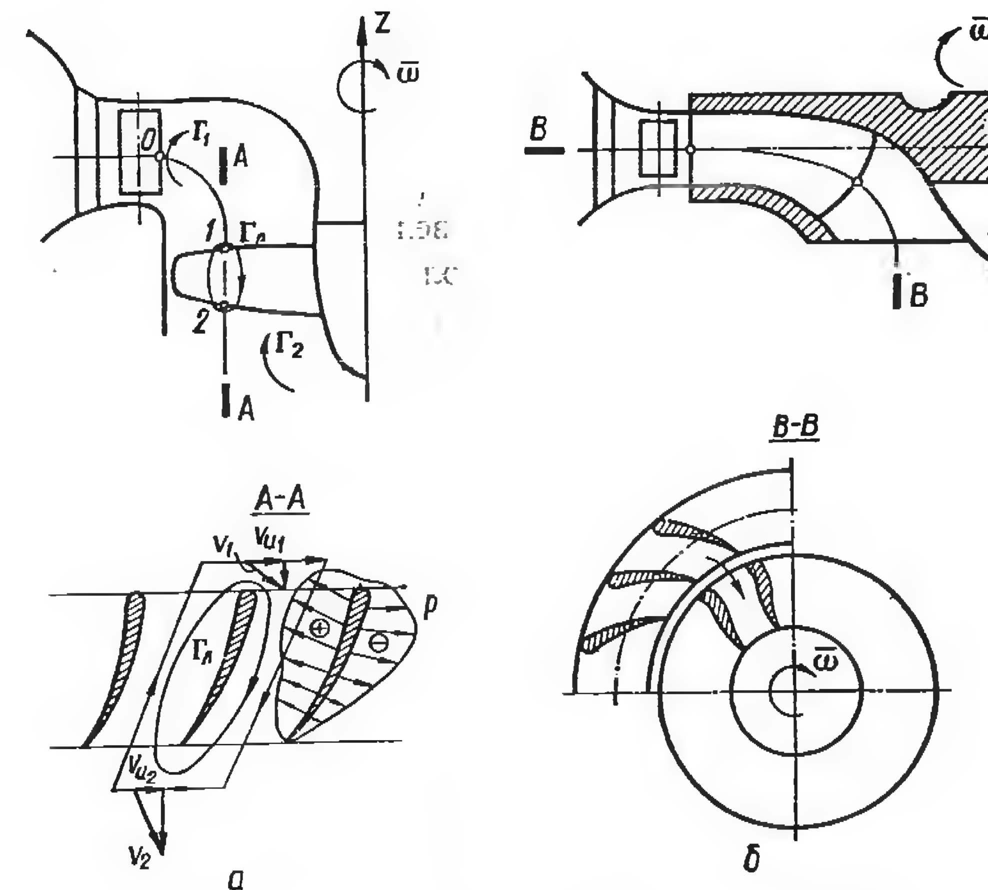


Рис. 30. Вихревая схема реактивной гидротурбины:
а — осевой; *б* — радиально-осевой.

Трехмерный поток. В реальном потоке через гидротурбину скорости и давления меняются по всем трем координатам. Так как скорости и давления изменяются по угловой ширине лопастных каналов, действительные поверхности тока не являются поверхностями вращения.

Методы расчета пространственных потоков находят все большее применение в инженерной практике. Однако они отличаются сложностью вычислений. Для упрощения расчетов и получения практических результатов используют так называемые квазитрехмерные потоки. При таком подходе трехмерная задача разбивается на две двумерные: определение осесимметричных поверхностей тока S_m; расчет решеток профилей рабочего колеса на осесимметричных поверхностях тока в слое переменной толщины и определение формы поверхности тока S_2 в канале рабочего колеса.

Гидромеханические схемы расчета потока и лопастных систем, влияние лопастей рабочего колеса на поток, передача энергии потока рабочему колесу основаны, в частности, на понятиях завихренности и циркуляции потока. Так, например, в гидродинамических методах расчета (см. § 16) лопасти рабочего колеса и их воздействие на поток рассматривают как систему «присоединенных» вихревых линий, образующих вращающиеся вихревые слои. Вихревая схема, используемая при рассмотрении потока в реактивных гидротурбинах, может быть проиллюстрирована на примере осевой (рис. 30, *а*) и радиально-осевой (рис. 30, *б*) гидротурбин. Поток, пройдя спиральную камеру и направляющий аппарат, характеризуется определенной величиной момента скорости $\overline{(v_u r)}_0$. Полагают, что циркуляция $\Gamma_0 = 2\pi\,(v_u r)_0$ сохраняет свою величину в потоке между направляющим аппаратом и рабочим колесом: $\Gamma_0 = \Gamma_1$, т. е. $\overline{(v_u r)}_0 = \overline{(v_u r)}_1$. Основное назначение рабочего колеса состоит в преобразовании момента количества движения $\overline{(v_u r)}_1$ поступающего на него потока в механическую энергию на валу турбины. Поэтому на выходе из рабочего колеса для обеспечения высокого КПД гидротурбины циркуляция Γ_2 должна иметь небольшую величину или равняться нулю. Разность циркуляций $\Gamma_1 - \Gamma_2$ на входе и выходе из рабочего колеса распадается на циркуляции $\Gamma_л$ вокруг каждой лопасти: $\Gamma_л z = \Gamma_1 - \Gamma_2$, где z — число лопастей.

С другой стороны, циркуляцию вокруг лопасти $\Gamma_л$ можно представить как результат воздействия на поток присоединенных вихрей, расположенных на лопасти:

$$\Gamma_л = \int_1^2 \gamma(s)\,ds,$$

где $\gamma(s)$ — удельная плотность вихрей, размещенных на скелетах профилей лопасти; ds — элемент скелета профиля.

Присоединенные вихри индуцируют скорости в точках потока; будучи сложенными со скоростями невозмущенного потока, они характеризуют результирующие скорости в каналах рабочего колеса. Проектирование лопастей рабочего колеса и лопаток направляющего аппарата осуществляется при помощи методов расчета решеток профилей в потенциальном или вихревом потоках с использованием рассмотренной гидродинамической схемы потока в проточной части.

В теории гидротурбин широкое применение получила гипотеза о движении частиц жидкости вдоль поверхностей тока, представляющих собой поверхности вращения. Такое допущение достаточно обосновано, так как граничные контуры направляющего аппарата, рабочего колеса и входной диффузор изогнутой отсасывающей трубы представляют собой поверхности вращения (рис. 31). Абсолютный поток на выходе из направляющего аппарата можно искусственно разложить на два составляющих потока: *меридиональный поток*, характеризующий движение в меридиональной плоскости, проходящей через ось вращения турбины; *циркуляционный поток*, характеризующий вращение частиц жидкости вокруг оси гидротурбины (рис. 31). Векторы скорости v_m меридионального потока расположены в меридиональной плоскости и представляют собой расходную составляющую абсолютных скоростей потока. Линии тока

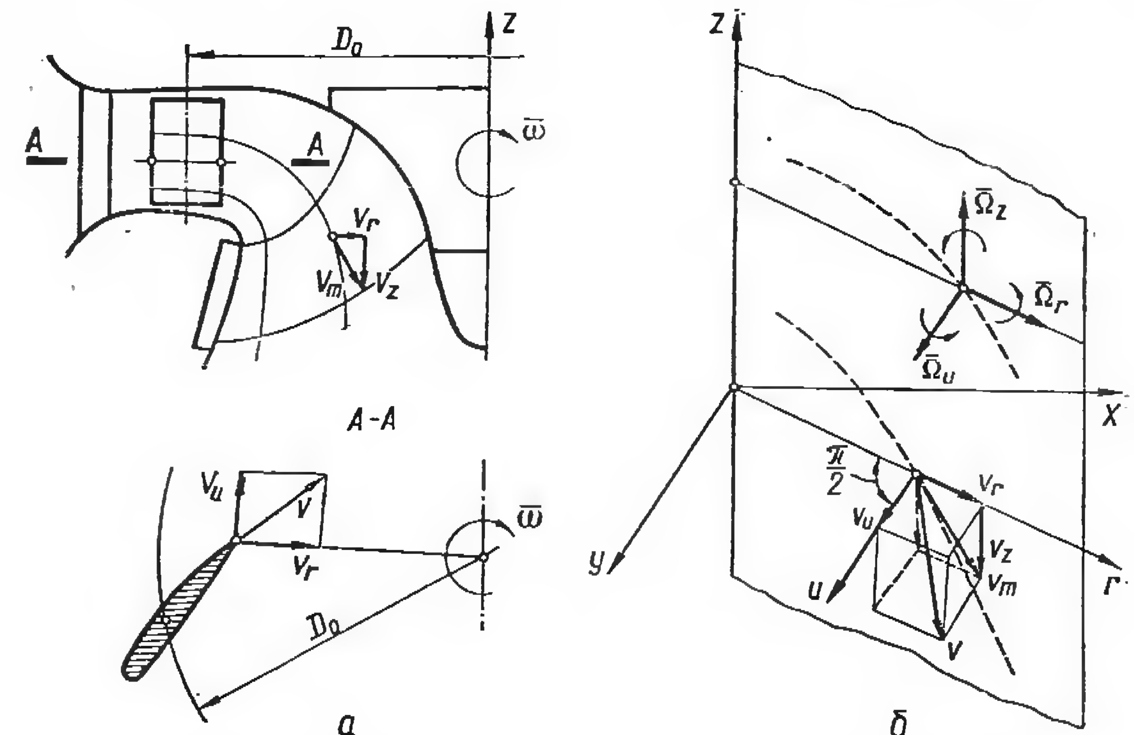


Рис. 31. Абсолютный поток в полости радиально-осевой гидротурбины:
а — меридиональная проекция полости турбины; *б* — схема разложения абсолютной скорости частицы жидкости.

меридионального потока образуются в результате пересечения поверхностей тока радиальной плоскостью. Повернув меридиональную плоскость с расположенными в ней линиями тока на 360° вокруг оси гидротурбины, получают осесимметричные поверхности тока. Циркуляционный поток и его скорости v_u являются окружными составляющими абсолютных скоростей частиц на осесимметричных поверхностях тока. Таким образом, вектор абсолютной скорости жидкости в какой-либо точке потока

$$\bar{v} = \bar{v}_m + \bar{v}_u. \tag{17}$$

Следовательно, задача определения абсолютного потока через проточную часть гидротурбины разделяется на две: построение меридионального потока и определение окружных составляющих скоростей потока. Благодаря принятому допущению о движении частиц вдоль осесимметричных поверхностей тока представляется возможным при определенных условиях рассчитать (или задать) меридиональный и циркуляционный потоки отдельно. Затем составляющие потоки накладывают друг на друга.

Абсолютная скорость частицы жидкости в рассматриваемой точке рабочего колеса может быть определена не только при помощи составляющих v_m и v_u, но также путем векторного сложения относительной и переносной скоростей частицы:

$$\bar{v} = \bar{w} + \bar{u}. \tag{18}$$

Действительно, в рабочем колесе частицы жидкости движутся вдоль его лопастных каналов и в то же время вращаются вместе с ним (рис. 32).

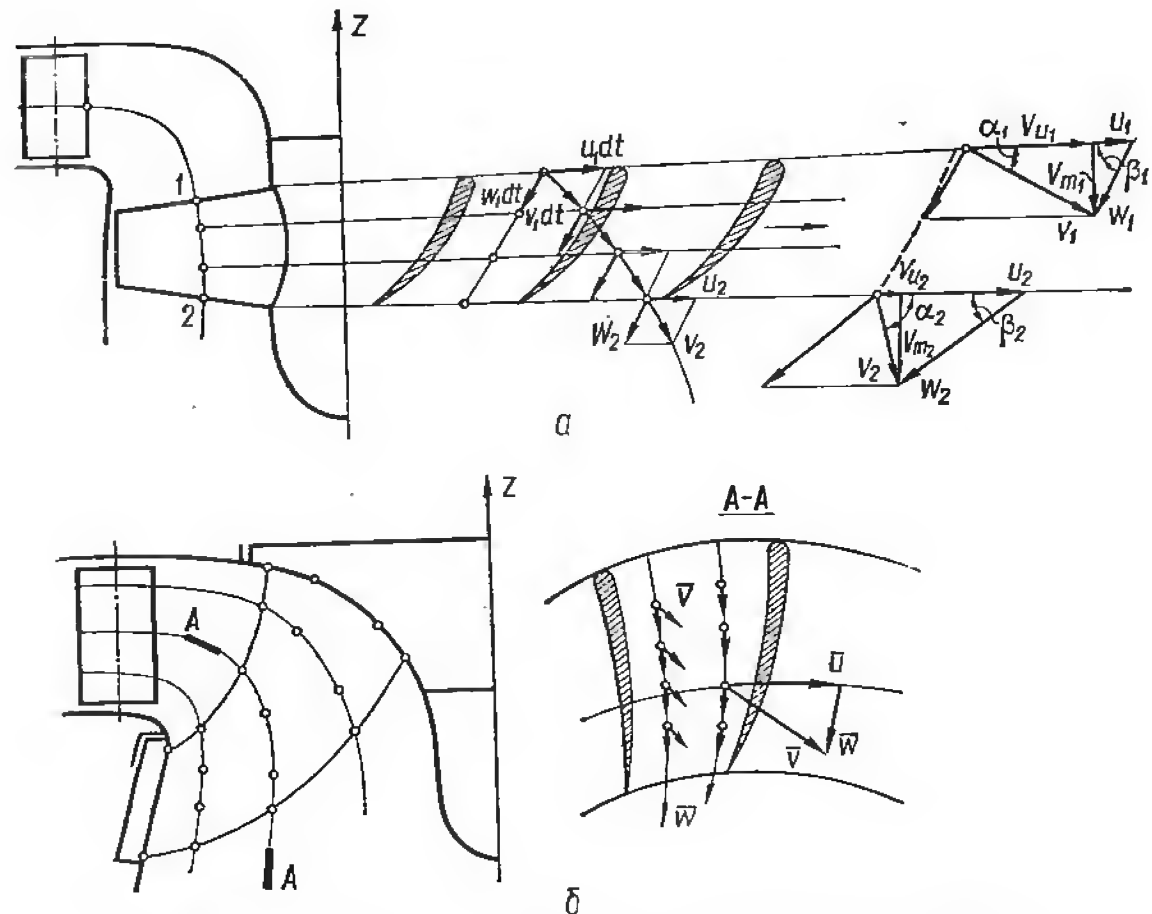


Рис. 32. Построение линий тока и треугольников скоростей:
а — осевая гидротурбина; *б* — радиально-осевая гидротурбина.

Относительные скорости частиц w характеризуют их движение по отношению к вращающейся вместе с рабочим колесом относительной системе координат. С другой стороны, абсолютные скорости v потока описывают движение частиц жидкости по отношению к неподвижному наблюдателю (абсолютная система координат).

§ 10. Уравнения гидромеханики, применяемые в теории гидротурбин

В теории гидротурбин в зависимости от поставленной задачи применяют следующие уравнения гидромеханики или их комбинации: уравнение неразрывности, уравнение движения, уравнение энергии, теорему об изменении количества движения, теорему об изменении момента количества движения.

Векторная форма уравнений гидромеханики удобна при теоретическом исследовании потока; однако для выполнения практических расчетов любое уравнение должно быть представлено в скалярной форме и соответствующей системе координат [5; 7; 21; 24; 28].

В теории турбомашин наибольшее применение находят криволинейная ортогональная (рис. 29) и цилиндрическая (рис. 31) системы координат.

Уравнение неразрывности в векторной форме для несжимаемого потока имеет вид

$$\operatorname{div} \bar{v} = \nabla \cdot \bar{v} = 0; \tag{19}$$

в проекциях на оси цилиндрической системы координат

$$\frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{\partial v_u}{r\partial \theta} + \frac{\partial v_z}{\partial z} + \frac{v_r}{r} = 0; \tag{20}$$

в криволинейной ортогональной системе координат

$$\frac{\partial}{\partial q_1}(H_2 H_3 v_1) + \frac{\partial}{\partial q_2}(H_3 H_1 v_2) + \frac{\partial}{\partial q_3}(H_1 H_2 v_3) = 0, \tag{21}$$

где H_1, H_2, H_3 — коэффициенты Лямэ.

Уравнение неразрывности является частным случаем закона сохранения массы. Оно используется при определении формы поверхностей тока и значений скоростей в потоке, а также при решении других задач.

Уравнение движения для потока невязкой жидкости было получено Л. Эйлером:

$$-\frac{1}{\rho}\nabla p + \bar{g} = \frac{\partial \bar{v}}{\partial t}, \tag{22}$$

где $\frac{1}{\rho}\nabla p$ — удельная поверхностная сила давления; $\frac{\partial \bar{v}}{\partial t}$ — удельная инерционная сила (ускорение), действующая на рассматриваемую частицу жидкости; $\bar{g}$ — ускорение силы тяжести.

В цилиндрической системе координат это уравнение имеет такой вид:

$$\left.\begin{aligned} -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial r} &= \frac{\partial v_r}{\partial t} - \frac{v_u^2}{r}; \\ -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{r\partial \theta} &= \frac{\partial v_u}{\partial t} + \frac{v_u v_r}{r}; \\ -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z} - g &= \frac{\partial v_z}{\partial t}. \end{aligned}\right\} \tag{23}$$

Таким образом, *уравнение движения выражает собою условие равновесия сил, действующих на любую частицу потока в любой момент времени.*

Для случая неустановившегося вихревого потока вязкой жидкости применяется уравнение движения Ламба для единицы массы жидкости:

$$\frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \nabla\left(\frac{p}{\rho} + gz + \frac{v^2}{2}\right) = \bar{v} \times (\nabla \times \bar{v}) + \bar{f}, \quad (24)$$

где $\bar{f}$ — удельная сила трения, определяемая для ламинарного или турбулентного потока.

Для установившегося потока невязкой жидкости уравнение (24) принимает вид

$$\nabla\left(\frac{p}{\rho} + gz + \frac{v^2}{2}\right) = \bar{v} \times (\nabla \times \bar{v}). \quad (25)$$

Уравнение движения Громеко — Ламба в системах координат выражается следующим образом:

в цилиндрической системе:

$$\left.\begin{aligned} -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial r} - \frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{v^2}{2}\right) &= \frac{\partial v_r}{\partial t} + (\Omega_u v_z - \Omega_z v_u); \\ -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{r\partial \theta} - \frac{\partial}{r\partial \theta}\left(\frac{v^2}{2}\right) &= \frac{\partial v_u}{\partial t} + (\Omega_z v_r - \Omega_r v_z); \\ -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z} - g - \frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{v^2}{2}\right) &= \frac{\partial v_z}{\partial t} + (\Omega_r v_u - \Omega_u v_r), \end{aligned}\right\} \quad (26)$$

в криволинейной системе для осесимметричного установившегося потока:

$$\left.\begin{aligned} \frac{1}{H_1}\frac{\partial}{\partial q_1}\frac{v^2}{2} - v_3\Omega_2 - v_2\Omega_3 &= -\frac{1}{\rho H_1}\frac{\partial p}{\partial q_1}; \\ v_2\Omega_1 - v_1\Omega_2 &= 0; \\ \frac{1}{H_2}\frac{\partial}{\partial q_2}\frac{v^2}{2} + v_1\Omega_3 - v_3\Omega_1 &= -\frac{1}{\rho H_2}\frac{\partial p}{\partial q_2}. \end{aligned}\right\} \quad (27)$$

Вихрь абсолютного потока $\bar{\Omega}$ и его компоненты, входящие в уравнения (26 и 27), в цилиндрических и криволинейных координатах определяются при помощи выражений:

$$\bar{\Omega} = \operatorname{rot} \bar{v} = \nabla \times \bar{v}; \quad (28)$$

$$\left.\begin{aligned} \Omega_r &= \frac{\partial v_z}{r\partial \theta} - \frac{\partial v_u}{\partial z}; \\ \Omega_u &= \frac{\partial v_r}{\partial z} - \frac{\partial v_z}{\partial r}; \\ \Omega_z &= \frac{1}{r}\left[\frac{\partial (v_u r)}{\partial r} - \frac{\partial v_r}{\partial \theta}\right], \end{aligned}\right\} \quad (29)$$

$$\left.\begin{aligned} \Omega_1 &= \frac{1}{H_2 H_3}\frac{\partial H_3 v_3}{\partial q_2}; \\ \Omega_3 &= \frac{1}{H_1 H_2}\left(\frac{\partial H_2 v_2}{\partial q_1} - \frac{\partial H_1 v_1}{\partial q_2}\right); \\ \Omega_2 &= \frac{1}{H_1 H_3}\frac{\partial H_3 v_3}{\partial q_1}. \end{aligned}\right\} \quad (30)$$

Уравнение энергии является математическим выражением закона сохранения энергии. Из уравнения движения следует, что инерционная сила, действующая на движущуюся в потоке частицу жидкости, должна быть уравновешена приложенными к ней внешними силами. Известно, что работа сил, действующих на частицу, движущуюся вдоль линии тока, равна скалярному произведению вектора результирующей силы и вектора перемещения. Следовательно, уравнение энергии получается из уравнения движения путем умножения его членов на перемещение частицы $\bar{v}dt$.

В случае вихревого потока несжимаемой вязкой жидкости для частицы жидкости, движущейся вдоль линии тока, уравнение энергии получают из выражения (24)

$$\bar{v}dt \cdot \frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \bar{v}\,dt \cdot \nabla\left(\frac{p}{\rho} + gz + \frac{v^2}{2}\right) = \bar{v}\,dt \cdot [\bar{v} \times (\nabla \times \bar{v})] + \bar{v}\,dt \cdot f. \quad (31)$$

После преобразований уравнение принимает вид

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\frac{v^2}{2}\right) dt + d'\left(\frac{p}{\rho} + gz + \frac{v^2}{2}\right) - \bar{v}\,dt \cdot \bar{f} = 0$$

(d' означает, что дифференцирование выполняется вдоль линии тока).

Для установившегося движения частицы жидкости вдоль линии тока в вихревом невязком потоке уравнение энергии имеет вид

$$d'\left(\frac{p}{\rho} + gz + \frac{v^2}{2}\right) = 0. \quad (32)$$

В результате интегрирования уравнения (32) получают

$$\frac{p}{\gamma} + z + \frac{v^2}{2g} = H = \text{const.} \quad (33)$$

Уравнение (33) представляет собой интеграл Д. Бернулли для абсолютного потока.

Установлено, что энергия частиц в вихревом потоке на различных линиях тока неодинакова, а в потенциальном потоке ($\Omega = 0$) — одинакова.

Приведенные уравнения неразрывности, движения и энергии применимы для абсолютных потоков, характеризуемых непрерывными, однозначными и дифференцируемыми функциями. Они могут быть использованы для исследования потока в безлопастных элементах проточной части гидротурбины.

Теоремы об изменении количества движения и момента количества движения потока находят применение при определении результирующих сил и моментов, действующих со стороны потока на элементы проточной части. Чтобы определить силы, действующие со стороны потока на лопатки направляющего аппарата или лопасти рабочего колеса, достаточно знать граничные условия в потоке на входе и выходе из них. Теорема об изменении количества движения рассматриваемого объема жидкости объединяет уравнения нераз-

рывности и движения; теорема об изменении момента количества движения — уравнения неразрывности и энергии.

Упомянутые теоремы находят применение при определении силы, с которой действует поток на лопасть рабочего колеса; потерь энергии в прямолинейной решетке профилей; сил, действующих на элементы подводящих и отводящих водоводов (колена, конфузоры и др.); момента, действующего на рабочее колесо гидротурбины.

§ 11. Основные уравнения абсолютного и относительного потоков в проточной части гидротурбин

Уравнения неразрывности (19), движения (22), (24) и энергии (31), выведенные в абсолютной системе координат, применимы для потоков в гидромашинах, характеризуемых непрерывными и однозначными функциями. Следовательно, для исследования потока в рабочем колесе с конечным числом лопастей, которые вызывают разрывы полей скоростей и давления, они в такой форме неприменимы. В этом случае давление и относительные скорости неодинаковы по угловой ширине лопастных каналов, так как только при наличии перепада давления на лопастях возможно силовое взаимодействие и передача энергии потока рабочему колесу.

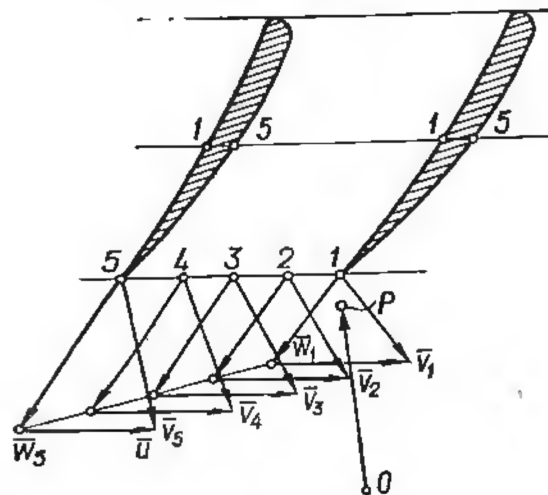


Рис. 33. К рассмотрению характера абсолютного потока в рабочем колесе с конечным числом лопастей.

Если даже предположить, что относительный поток в каналах рабочего колеса установившийся (т. е. пренебречь влиянием конечного числа лопаток направляющего аппарата и шаговой неравномерностью потока перед рабочим колесом), то абсолютный поток в рабочем колесе и на выходе из него все же будет неустановившимся. Чтобы убедиться в этом, рассмотрим поток непосредственно на выходе из рабочего колеса. Абсолютная скорость потока в точке P, зафиксированной в абсолютной системе координат, изменяется во времени как по величине, так и по направлению, что следует из рассмотрения треугольников скоростей, построенных для частиц жидкости *1*, *2*, *3*, *4*, *5*, последовательно проходящих при вращении рабочего колеса через точку P (рис. 33).

При рассмотрении абсолютного потока внутри рабочего колеса приходим к выводу, что функции скорости и давления терпят разрыв, так как при прохождении тела лопасти через точки *1* и *5*, зафиксированные в абсолютной системе координат, скорости и давления в них изменяются разрывно. Поэтому исследование потока в каналах рабочего колеса с конечным числом лопастей следует проводить только в относительной системе координат, вращающейся вместе с рабочим колесом.

Абсолютный поток в неподвижных элементах проточной части [7; 28]. Поток в спиральной камере, направляющем аппарате, в зазоре между направляющим аппаратом и рабочим колесом и в отсасывающей трубе принимают *потенциальным* или *вихревым* (*винтовым*) в дополнение к ранее принятым допущениям (невязкий, осесимметричный и установившийся поток).

П о т е н ц и а л ь н ы й ($\bar{\Omega} = \nabla \times \bar{v} = 0$) у с т а н о в и в ш и й с я п о т о к $\left(\frac{\partial(\,)}{\partial t} = 0\right)$. Уравнение неразрывности записывают в форме уравнения Лапласа:

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{r \partial \theta^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial z^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial \varphi}{\partial r} = 0, \qquad (34)$$

где φ — потенциальная функция потока.

Уравнение энергии (31) при этом упрощается:

$$\nabla\left(\frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} + gz\right) = 0,$$

откуда следует, что энергия потока постоянна

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} = H = \mathrm{const}. \qquad (35)$$

Рассматривая выражение (29) для компонентов вихря (цилиндрическая система координат) применительно к осесимметричному потенциальному потоку, получают:

$$\Omega_r = -\frac{\partial v_u}{\partial z} = 0, \text{ т. е. } \frac{\partial (v_u r)}{\partial z} = 0;$$

$$\Omega_z = \frac{1}{2}\frac{\partial (v_u r)}{\partial r} = 0, \text{ т. е. } \frac{\partial (v_u r)}{\partial r} = 0.$$

Из условия осевой симметрии потока $\left(\frac{\partial(\,)}{\partial \theta} = 0\right)$ следует, что $\frac{\partial (v_u r)}{r \partial \theta} = 0$. Таким образом:

$$\frac{\partial (v_u r)}{\partial r}\partial r + \frac{\partial (v_u r)}{r \partial \theta} r d\theta + \frac{\partial (v_u r)}{\partial z} dz = d(v_u r) = 0. \qquad (36)$$

Следовательно, момент скорости в потенциальном потоке величина постоянная:

$$v_u r = \mathrm{const}.$$

В и н т о в о й п о т о к. Это частный случай невязкого вихревого потока, в котором выполняется условие $\bar{v} \parallel \bar{\Omega}$ (вихревые

линии совпадают с линиями тока). В этом случае правая часть уравнения движения Ламба (24) равна нулю, так как $\bar{v}\times\bar{\Omega} = 0$. Таким образом, энергия винтового потока постоянна.

Поток в рабочем колесе [5; 7; 9; 24; 28]. Так как действительный абсолютный поток в рабочем колесе трехмерный и неустановившийся, его теоретическое исследование связано с большими математическими трудностями. Для упрощения математической постановки такой задачи и ее решения при помощи современных методов и вычислительной техники необходимо перейти от уравнений, описывающих трехмерный и неустановившийся поток, к уравнениям осесимметричного потока. Сведение трехмерной задачи к двум двумерным первоначально заключалось в том, что в исходных уравнениях гидродинамики гидромашин производные скорости и давления по окружной координате $q_3 = \varphi$ приравнивались нулю. Г. Лоренц предложил гипотезу о наличии в рабочем колесе бесконечно большого числа бесконечно тонких лопастей $z = \infty$, что позволило перейти к рассмотрению более простого осесимметричного потока в рабочем колесе. Взамен бесконечно малых перепадов давления в окружном направлении он ввел массовые силы воздействия лопастей на поток.

При расчете прямых решеток осевых рабочих колес нулю приравниваются производные скорости и давления по радиусу, т. е. по нормали к меридиональным линиям потока (гипотеза цилиндрических сечений, предложенная Н. Е. Жуковским).

Начиная с 50-х годов XX в. ряд авторов [24; 28] выполнили осреднение общих уравнений гидродинамики по шагу решетки и по времени. При осреднении потока пульсационные члены, учитывающие нестационарность потока, были отброшены, а в уравнениях движения осесимметричного потока были введены *лопастные силы*, распределенные равномерно во всем потоке через гипотетическую лопастную систему. В такой постановке абсолютный и относительный потоки в рабочем колесе можно считать осесимметричными. Так как при таком допущении разрывов в функциях потока нет, для его исследования применимы полученные ранее уравнения абсолютного потока.

Уравнения движения осесимметричного потока в каналах рабочего колеса в форме, предложенной Г. Лоренцом, имеют следующий вид (цилиндрическая система координат):

$$\left.\begin{aligned} F_r - \frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial r} &= \frac{dv_r}{dt} - \frac{v_u^2}{r};\\ F_u &= \frac{dv_u}{dt} + \frac{v_u v_r}{r};\\ F_z - g - \frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z} &= \frac{dv_z}{dt}, \end{aligned}\right\} \qquad (37)$$

где F_r, F_u, F_z — проекции лопастных сил $\bar{F}_л$ на оси цилиндрической системы координат r, u, z.

В общем виде уравнение движения абсолютного невязкого потока в рабочем колесе при $z = \infty$ получают из уравнения (24) путем добавления лопастных сил:

$$\frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \nabla\left(\frac{p}{\rho} + gz + \frac{v^2}{2}\right) = \bar{F}_л + \bar{v}\times(\nabla\times\bar{v}). \qquad (38)$$

В криволинейной ортогональной системе координат уравнения движения в форме Громеко — Ламба записываются так:

$$\left.\begin{aligned} \frac{1}{H_1}\frac{\partial}{\partial q_1}\frac{v^2}{2} + v_3\Omega_2 - v_2\Omega_3 &= F_1 - \frac{1}{\rho H_1}\frac{\partial p}{\partial q_1};\\ v_2\Omega_1 - v_1\Omega_2 &= F_3;\\ \frac{1}{H_2}\frac{\partial}{\partial q_2}\frac{v^2}{2} + v_1\Omega_3 - v_3\Omega_1 &= F_2 - \frac{1}{\rho H_2}\frac{\partial p}{\partial q_2}, \end{aligned}\right\} \qquad (39)$$

где F_1, F_2, F_3 — проекции лопастной силы $\bar{F}_л$ на оси координат q_1, q_2, q_3.

Относительное движение жидкости в лопастных каналах вращающегося рабочего колеса можно представить как движение относительно остановленного колеса, которому сообщили противовращение с угловой скоростью — $\bar{\omega}$. Скорость потока в окружном направлении при этом изменится на величину — $r\omega$. Из рассмотрения треугольника скоростей в любой точке потока через рабочее колесо (рис. 32) получаем соотношения между компонентами скоростей абсолютного и относительного потоков:

$$w_m = v_m;\ w_r = v_r;\ w_z = v_z;\ w_u = v_u - r\omega. \qquad (40)$$

Перейдем к рассмотрению основных уравнений потока в относительной системе координат (r, u, z), которая вращается вместе с рабочим колесом с той же угловой скоростью ω.

Уравнение неразрывности потока:

в векторной форме

$$\operatorname{div}\bar{w} = \nabla\cdot\bar{w} = 0; \qquad (41)$$

в скалярной форме (цилиндрическая система координат)

$$\frac{\partial w_r}{\partial r} + \frac{\partial w_u}{r\partial\varphi} + \frac{\partial w_z}{\partial z} + \frac{w_r}{r} = 0, \qquad (42)$$

где φ — угол отсчета во вращающейся системе координат.

Между углами отсчета θ в абсолютной и φ — во вращающейся системах координат существует зависимость $\theta = \varphi + \omega t$.

В криволинейной ортогональной системе координат для поверхности тока $q_2 = \text{const}$ ($v_1 = v_m$; $v_2 = 0$; $v_3 = v_u - u$) уравнение неразрывности принимает вид

$$\frac{\partial}{\partial q_1}(H_2H_3v_1) + \frac{\partial}{\partial q_3}(H_1H_2v_3) = 0. \qquad (43)$$

Для осесимметричного потока $\left(\frac{\partial(\,)}{\partial\varphi}=\frac{\partial(\,)}{\partial q_3}=0\right)$ уравнения (42) и (43) упрощаются.

Уравнение движения. Подставив зависимость (40) в уравнения движения абсолютного потока (37) и выполнив дифференцирование, получаем уравнения движения для относительного осесимметричного потока:

$$\left.\begin{aligned}&F_r-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial r}=\frac{dw_r}{dt}-\frac{w_u^2}{r}-2w_u\omega-r\omega^2;\\&F_u=\frac{dw_u}{dt}+\frac{w_uw_r}{r}+2w_r\omega;\\&F_z-g-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z}=\frac{dw_z}{dt},\end{aligned}\right\}\quad(44)$$

где $r\omega^2$ — центростремительное ускорение; $2w_u\omega$; $2w_r\omega$ — проекции ускорения Кориолиса на оси r и u вращающейся системы координат.

Установим зависимости между компонентами вихрей абсолютного и относительного потоков. Подставив в уравнение (29) зависимости (40), получим выражения компонентов вихря в относительном потоке:

$$\left.\begin{aligned}&\Omega_r'=\frac{\partial w_z}{r\partial\varphi}-\frac{\partial w_u}{\partial z};\\&\Omega_u'=\frac{\partial w_r}{\partial z}-\frac{\partial w_z}{\partial r};\\&\Omega_z'=\frac{\partial(w_ur)}{r\partial r}-\frac{\partial w_r}{r\partial\varphi},\end{aligned}\right\}\quad(45)$$

где Ω_r', Ω_u', Ω_z' — компоненты вихря $\bar{\Omega}'=\nabla\times\bar{w}$ относительного потока.

Из сопоставления уравнений (45) и (29) следует, что:

$$\left.\begin{aligned}&\Omega_r'=\Omega_r;\\&\Omega_u'=\Omega_u;\\&\Omega_z'=\Omega_z-2\omega.\end{aligned}\right\}\quad(46)$$

Относительная скорость частицы равна: $\bar{w}=\bar{v}-\bar{u}=\bar{v}-r\bar{\omega}$. Вихрь относительной скорости определяется при помощи выражения

$$\bar{\Omega}'=\nabla\times\bar{w}=\nabla\times\bar{v}-\nabla\times(\bar{\omega}\times\bar{r})=\bar{\Omega}-\nabla\times(\bar{\omega}\times\bar{r}).\quad(47)$$

Для решеток на криволинейных поверхностях тока (радиально-осевые и диагональные рабочие колеса) величина r изменяется. При обтекании таких решеток потенциальным абсолютным потоком $(\bar{\Omega}=0)$ имеет место относительное вихревое течение. Величина завихренности относительного потока, согласно (47),

$$\bar{\Omega}'=-2\bar{\omega}.\quad(48)$$

Таким образом, потоки в неподвижных элементах проточной части в рабочем колесе принципиально разные. Относительный вихрь $\bar{\Omega}_z'$ в рабочем колесе вызывает вращение частиц жидкости в каналах рабочего колеса с угловой скоростью $\bar{\omega}$, равной по величине скорости вращения рабочего колеса, но противоположного направления. Дополнительный поток в рабочем колесе, индуцируемый относительным вихрем, влияет на распределение скоростей и давлений на лопастях (рис. 34). Степень влияния относительного вихря на поток в каналах рабочего колеса зависит от типа гидротурбины. Так, например, в радиально-осевой высоконапорной турбине $(\beta\simeq0):\bar{\Omega}_n\cong\bar{\Omega}_z'$; для осевой гидротурбины $(\beta=90°):\bar{\Omega}_z'=0$.

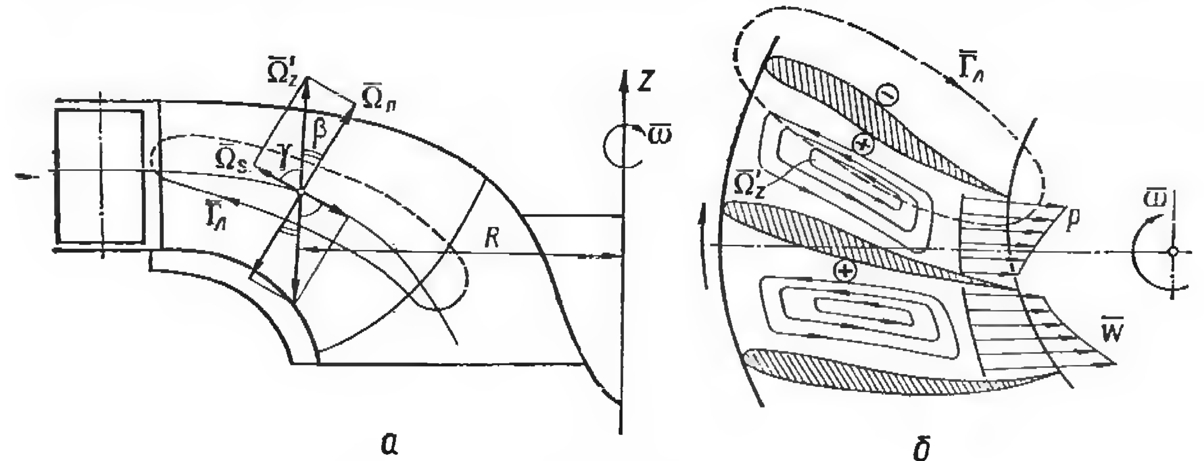


Рис. 34. Относительный вихрь в рабочем колесе:
а — меридиональная проекция рабочего колеса; *б* — схема каналов рабочего колеса в плане.

Рассмотрим уравнение движения относительного невязкого потока к векторной форме, полученной М. Вавра.

Известно, что:

$$\bar{a}=\frac{d\bar{v}}{dt}=\frac{\partial\bar{v}}{\partial t}+v\cdot\nabla v=\frac{\partial\bar{v}}{\partial t}+\nabla\left(\frac{v^2}{2}\right)-\bar{v}\times(\nabla\times\bar{v}).\quad(49)$$

С другой стороны, это же ускорение можно выразить через ускорение относительного и переносного движений

$$\frac{d\bar{v}}{dt}=\frac{d}{dt}(\bar{w}+\bar{\omega}\times\bar{r})=\frac{\partial_R\bar{w}}{\partial t}+\bar{w}\cdot\nabla_R\bar{w}+2\bar{\omega}\times\bar{w}+\bar{\omega}\times(\bar{\omega}\times\bar{r}),\quad(50)$$

где $\frac{\partial_R\bar{w}}{\partial t}+\bar{w}\cdot\nabla_R\bar{w}=\frac{d\bar{w}}{dt}=\bar{a}_R$ — ускорение, действующее на частицу жидкости в относительном потоке, причем $\bar{w}\cdot\nabla_R\bar{w}=\nabla\left(\frac{w^2}{2}\right)-\bar{w}\times(\nabla\times\bar{w})$; $2\bar{\omega}\times\bar{w}$ — ускорение Кориолиса, действующее на частицу при ее вращении вместе с относительной системой координат; $\bar{\omega}\times(\bar{\omega}\times\bar{r})=\nabla\left(-\frac{\omega^2R^2}{2}\right)$ — центростремительное ускорение, действующее на частицу жидкости, находящуюся на расстоянии R от оси вращения гидротурбины.

После подстановки значения $\bar{a}$ из уравнения (50) в уравнение движения (38) получим уравнение движения:

для осесимметричного потока

$$\frac{\partial_R \bar{w}}{\partial t} + \nabla_R\left(\frac{p}{\rho} + \frac{w^2}{2} - \frac{\omega^2 R^2}{2} + gz\right) = \bar{F}_л + 2\bar{w} \times \bar{\omega} + \bar{w} \times (\nabla \times \bar{w}); \quad (51)$$

для потока в рабочем колесе с конечным числом лопастей

$$\frac{\partial_R \bar{w}}{\partial t} + \nabla_R\left(\frac{p}{\rho} + \frac{w^2}{2} - \frac{\omega^2 R^2}{2} + gz\right) = 2\bar{w} \times \bar{\omega} + \bar{w} \times (\nabla \times \bar{w}). \quad (52)$$

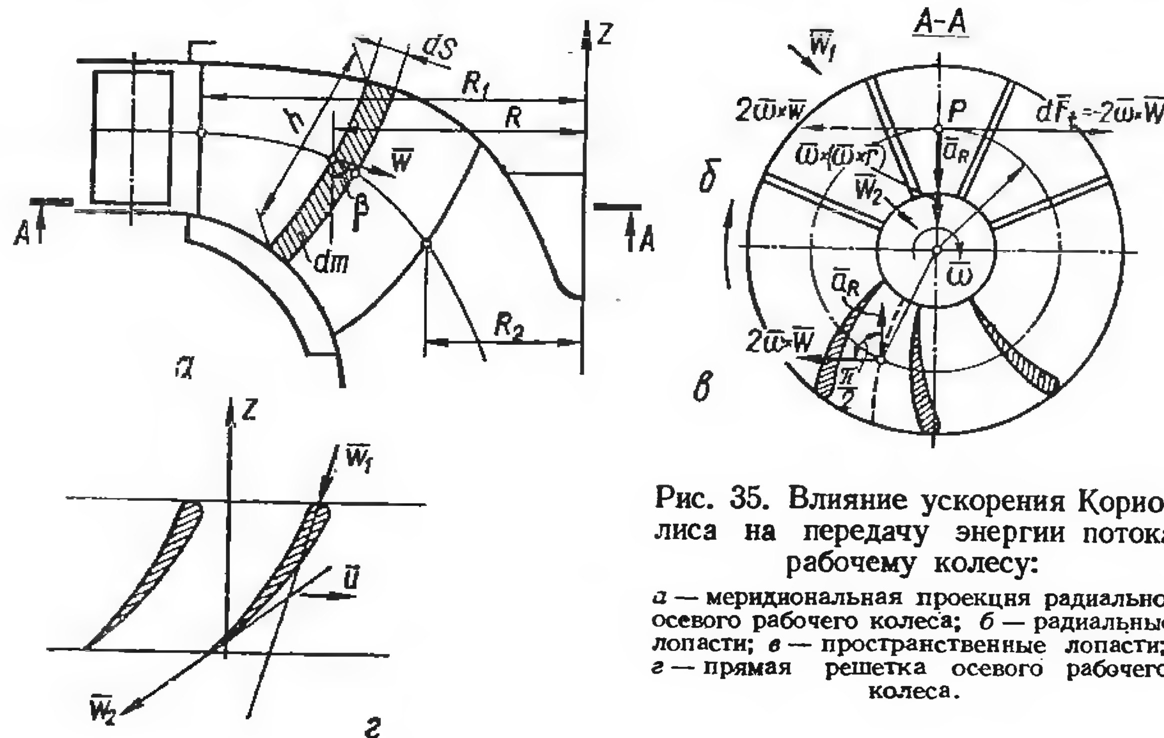


Рис. 35. Влияние ускорения Кориолиса на передачу энергии потока рабочему колесу:

а — меридиональная проекция радиально-осевого рабочего колеса; *б* — радиальные лопасти; *в* — пространственные лопасти; *г* — прямая решетка осевого рабочего колеса.

Физический смысл составляющих абсолютного ускорения, действующего на частицу в потоке, заключается в следующем.

Ускорение $\bar{a}_R$ частицы в неустановившемся относительном потоке, как и в случае абсолютного потока, состоит из локального $\frac{\partial_R \bar{w}}{\partial t}$ и конвективного ускорения $\bar{w} \cdot \nabla_R \bar{w}$. Если пренебречь неравномерностью потока после направляющего аппарата, относительный поток в рабочем колесе можно рассматривать как установившийся и тогда $\frac{\partial_R \bar{w}}{\partial t} = 0$.

Ускорение Кориолиса $2\bar{\omega} \times \bar{w}$, перпендикулярное векторам $\bar{w}$ и $\bar{\omega}$, оказывает существенное влияние на процесс передачи энергии потоком рабочему колесу (рис. 35). Одна составляющая ускорения Кориолиса $\bar{\omega} \times \bar{w} = \bar{w} \cdot \nabla (\bar{\omega} \times \bar{r})$ вызвана изменением величины окружной скорости частицы при ее движении вдоль линии тока относительного движения. Для осевой гидротурбины, где движение потока предполагается вдоль цилиндрических поверхностей

тока (r = const), эта составляющая равна нулю (рис. 35, *г*). Другая составляющая ускорения Кориолиса $\bar{\omega} \times \bar{w} = (\bar{\omega} \times \bar{r}) \cdot \nabla \bar{w}$ вызвана изменением скорости $\bar{w}$ потока в окружном направлении во вращающейся относительной системе координат.

Чтобы проиллюстрировать влияние ускорения Кориолиса на процесс передачи рабочему колесу энергии потока, рассмотрим два случая: лопасти, расположенные в меридиональной плоскости (пример, рассмотренный М. Вавра) ; пространственные лопасти.

В первом случае (рис. 35, *б*) векторы $\bar{w}$ и $\bar{a}_R$ находятся в меридиональной плоскости. Центростремительное ускорение $\bar{w} \times (\bar{w} \times \bar{r})$ направлено по радиусу к оси вращения рабочего колеса и также лежит в меридиональной плоскости.

Так как вектор ускорения Кориолиса $2\bar{\omega} \times \bar{w}$, действующего на частицу жидкости, направлен в окружном направлении, на лопасть действует элементарное окружное усилие

$$dF_t = dm\,|2\bar{\omega} \times \bar{w}|, \quad (53)$$

где $dm = \rho\left(\frac{2\pi R}{z} - \delta\right) h\,ds = \frac{m_s}{wz} ds$ — элементарная масса потока.

Момент силы dF_t

$$dM = dF_t Rz = dm\,|2\bar{\omega} \times \bar{w}|\,Rz = zR\frac{m_s}{wz} ds 2\omega w \sin\beta = \omega m_s d\,(R^2), \quad (54)$$

где $m_s = \rho\left(\frac{2\pi R}{z} - \delta\right) zhw$ — массовый расход через рабочее колесо; z — число лопастей; δ — толщина лопасти.

Если угол $\beta = 0$, то векторы $\bar{w}$ и $\bar{\omega}$ параллельны и передача энергии потока рабочему колесу невозможна.

Суммарный момент определяют в результате интегрирования уравнения (54) на участке от входа до выхода из рабочего колеса. Удельная работа, совершаемая 1 *кг* жидкости при ее движении через рабочее колесо:

$$H = H_1 - H_2 = \frac{\omega^2 R_1^2}{2g} - \frac{\omega^2 R_2^2}{2g}. \quad (55)$$

Следовательно, даже при установке плоских лопастей возможна передача энергии потока рабочему колесу. Практически же для обеспечения большей эффективности передачи энергии потока рабочему колесу (за счет увеличения ускорения Кориолиса) лопасти выполняют пространственной формы.

Уравнение энергии в относительном трехмерном потоке жидкости получают из уравнения движения (52) путем скалярного умножения его членов на величину перемещения $d\bar{r}_R = \bar{w}dt$ частицы вдоль своего пути в относительной системе координат:

$$\bar{w}\,dt \cdot \nabla_R\left(\frac{p}{\rho} + \frac{w^2}{2} - \frac{\omega^2 R^2}{2} + gz\right) = -\bar{w}\,dt \cdot \frac{\partial_R \bar{w}}{\partial t} - \bar{w}\,dt \cdot (2\bar{\omega} \times \bar{w}) + \bar{w}\,dt \cdot \{\bar{w} \times (\nabla \times \bar{w})\}. \quad (56)$$

Принимая во внимание, что:

$$\bar{w}\,dt\cdot\nabla_R\left(\frac{p}{\rho}+\frac{w^2}{2}-\frac{\omega^2R^2}{2}+gz\right)=d'_R\left(\frac{p}{\rho}+\frac{w^2}{2}-\frac{\omega^2R^2}{2}+gz\right);$$

$$\bar{w}\,dt\cdot\frac{\partial_R\bar{w}}{\partial t}=\frac{\partial_R}{dt}\left(\frac{\bar{w}^2}{2}\right)dt;$$

$$\bar{w}\,dt\cdot(2\bar{\omega}\times\bar{w})=0;$$

$$\bar{w}\,dt\cdot\{\bar{w}\times(\nabla\times\bar{w})\}=0,$$

запишем уравнение энергии (56) в таком виде:

$$d'_R\left(\frac{p}{\rho}+\frac{w^2}{2}-\frac{\omega^2R^2}{2}+gz\right)=-\frac{\partial_R}{\partial t}\left(\frac{\bar{w}^2}{2}\right)dt. \qquad (57)$$

Для установившегося невязкого потока $d'_R\left(\frac{p}{\rho}+\frac{w^2}{2}-\frac{\omega^2R^2}{2}+gz\right)=0$, т. е. удельная энергия H_R относительного потока в рабочем колесе постоянна:

$$\frac{p}{\rho}+\frac{w^2}{2}-\frac{\omega^2R^2}{2}+gz=H_R=\text{const}. \qquad (58)$$

Таким образом, удельная энергия частицы при ее движении в рабочем колесе вдоль поверхности тока в относительном потоке не изменяется (потерями энергии пренебрегаем):

$$\frac{p_1}{\gamma}+\frac{w_1^2}{2g}+z_1-\frac{u_1^2}{2g}=\frac{p_2}{\gamma}+\frac{w_2^2}{2g}+z_2-\frac{u_2^2}{2g}, \qquad (59)$$

где индексы «1» и «2» означают вход и выход из рабочего колеса.

Удельная энергия (напор) абсолютного потока на входе в рабочее колесо и на выходе из него равна сумме энергий относительного и переносного потока на этих участках:

$$\left.\begin{aligned}H_1&=H_R+\frac{v_{u_1}u_1}{g};\\ H_2&=H_R+\frac{v_{u_2}u_2}{g}.\end{aligned}\right\} \qquad (60)$$

Следовательно, напор, используемый рабочим колесом,

$$H=H_1-H_2=\frac{1}{g}\left(v_{u_1}u_1-v_{u_2}u_2\right). \qquad (61)$$

§ 12. Основное уравнение гидромашин

При исследовании рабочего процесса и расчете рабочих колес гидротурбин широкое применение находит основное уравнение гидромашин, известное как уравнение Л. Эйлера. Уравнение Л. Эйлера устанавливает зависимость между крутящим моментом на валу гидротурбины и изменением момента количества движения потока при его движении через рабочее колесо [22].

При выводе уравнения примем следующие допущения: поток в рабочем колесе осесимметричный ($z=\infty$); жидкость невязкая и несжимаемая; момент скорости потока в сечении потока перед рабочим колесом одинаков $(v_ur)_1=\text{const}$ (соответственно в сечении потока на выходе из рабочего колеса $(v_ur)_2=\text{const}$).

Определим момент, развиваемый потоком на рабочем колесе, вращающемся с постоянной скоростью $\bar{\omega}=\text{const}$. Момент на валу гидротурбины создается реакцией окружной составляющей лопастной силы, определяемой из второго уравнения системы (37):

$$F_u=\frac{dv_u}{dt}+\frac{v_uv_r}{r}=\frac{dv_u}{dt}+\frac{v_u}{r}\frac{dr}{dt}=\frac{1}{r}\left(\frac{rdv_u}{dt}+\frac{v_udr}{dt}\right)=\frac{1}{r}\frac{d\,(v_ur)}{dt}. \qquad (62)$$

Элементарный момент, действующий со стороны рабочего колеса на массу dm потока

$$dM=F_urdm=d\,(v_ur)\frac{dm}{dt}=\frac{\gamma dQ}{g}d\,(v_ur). \qquad (63)$$

Суммарный момент, создаваемый потоком на рабочем колесе, равен изменению момента скорости потока от входа до выхода из рабочего колеса:

$$M=-\frac{\gamma}{g}\int_1^2 d\,(v_ur)\,dQ=\frac{\gamma Q}{g}[(v_ur)_1-(v_ur)_2]. \qquad (64)$$

Для реального потока в формулу (64) подставляют осредненные по расходу значения момента перед рабочим колесом и за ним — $(\overline{v_ur})_1$ и $(\overline{v_ur})_2$.

Приравняв мощность потока, подводимого к рабочему колесу, мощности, развиваемой гидротурбиной (потерями энергии пренебрегаем), получаем величину напора, используемого рабочим колесом

$$H=\frac{\omega}{g}[(\overline{v_ur})_1-(\overline{v_ur})_2]. \qquad (65)$$

Максимальное значение теоретического напора при условии нормального выхода из рабочего колеса, $(v_ur)_2=0$, определяется по формуле

$$H=\frac{\omega}{g}(\overline{v_ur})_1. \qquad (66)$$

Действительная величина используемого напора из-за наличия потерь энергии меньше.

Момент на валу гидротурбины можно выразить также через компоненты присоединенных вихрей. Для этого воспользуемся уравнением (64):

$$dM=\frac{\gamma dQ}{g}d\,(v_ur)=\frac{\gamma dQ}{g}\left[\frac{\partial\,(v_ur)}{\partial r}dr+\frac{\partial\,(v_ur)}{r\partial\theta}rd\theta+\frac{\partial\,(v_ur)}{\partial z}dz\right]. \qquad (67)$$

Согласно выражению (29) и учитывая, что для осесимметричного потока $\frac{\partial(\,)}{\partial\theta} = 0$, получим выражение (64) в таком виде:

$$dM = \frac{\gamma dQ}{g}\left[\frac{\partial (v_u r)}{\partial r}\,dr + \frac{\partial (v_u r)}{\partial z}\,\partial z\right] = \frac{\gamma dQ}{g}\,r\,(\Omega_z\,dr - \Omega_r\,dz). \qquad (68)$$

При расчете осевых рабочих колес применяют другую форму уравнения Л. Эйлера. Известно, что величины циркуляций на входе и выходе из рабочего колеса равны соответственно: $\Gamma_1 = 2\pi\,(v_u r)_1$; $\Gamma_2 = 2\pi\,(v_u r)_2$. Подставляя значения моментов скорости потока $(v_u r)_1 = \Gamma_1/2\pi$ и $(v_u r)_2 = \Gamma_2/2\pi$ в уравнение (64), получаем

$$M = \rho Q\,[(v_u r)_1 - (v_u r)_2] = \frac{\rho Q}{2\pi}\,(\Gamma_1 - \Gamma_2), \qquad (69)$$

или в другом виде:

$$M = \frac{\gamma Q}{g}\,\frac{z\Gamma_л}{2\pi}, \qquad (70)$$

где $\Gamma_л$ — циркуляция вокруг лопасти; z — число лопастей рабочего колеса.

Подставляя в уравнение (65) значения $(v_u r)_1$ и $(v_u r)_2$, выраженные через циркуляции Γ_1 и Γ_2, получаем

$$H = \frac{(\Gamma_1 - \Gamma_2)\,\omega}{2\pi g} = \frac{z\Gamma_л\omega}{2\pi g}. \qquad (71)$$

Таким образом, момент и напор зависят от величины разности циркуляций перед и за рабочим колесом.

Напор, используемый рабочим колесом, можно также выразить через параметры потока (скорость и давление) на входе и выходе из рабочего колеса. Для этого установим зависимость между работой лопастных сил на пути dl $(dr,\ rd\theta,\ dz)$ и изменением удельной энергии потока через рабочее колесо, для чего умножим члены соответствующих уравнений (37) на проекции перемещения dr; $rd\theta$ и dz и сложим их:

$$F_r\,dr + F_u r\,d\theta + F_z\,dz - g\,dz - \frac{1}{\rho}\,dp = \frac{dv_r}{dt}\,dr + \frac{dv_u}{dt}\,r\,d\theta + \frac{dv_z}{dt}\,dz - \frac{v_u^2}{r}\,dr + \frac{v_u v_r}{r}\,r\,d\theta. \qquad (72)$$

Работу единицы массы потока при ее перемещении на dl обозначим через $dE = F_r\,dr + F_u\,rd\theta + F_z\,dz$. Учитывая, что $v^2 = v_r^2 + v_u^2 + v_z^2$, преобразуем уравнение (72):

$$\left.\begin{aligned} dE - g\,dz - \frac{1}{\rho}\,dp &= d\left(\frac{v^2}{2}\right);\\ dE &= d\left(\frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} + gz\right). \end{aligned}\right\} \qquad (73)$$

Интегрируя уравнение (73), вычисляем работу сил, действующих со стороны потока на лопасти рабочего колеса:

$$E = \frac{p_1 - p_2}{\rho} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + g\,(z_1 - z_2). \qquad (74)$$

Удельная работа, совершаемая единицей веса жидкости, представляет собою напор, срабатываемый рабочим колесом:

$$H = \frac{p_1 - p_2}{\gamma} + z_1 - z_2 + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}. \qquad (75)$$

Энергетический смысл уравнения (75) заключается в том, что при движении потока через рабочее колесо его потенциальная энергия давления и положения, а также кинетическая энергия преобразуются в механическую энергию на валу гидротурбины. Степень использования потенциальной энергии потока в рабочем колесе определяется коэффициентом реактивности (см. § 4).

Можно также установить зависимость между напором, используемым гидротурбиной, и изменением удельной энергии потока в абсолютном, относительном и переносном движении жидкости. После подстановки величины перепада давления $\frac{p_1 - p_2}{\gamma}$ на рабочем колесе согласно (59) в уравнение энергии (75) получим

$$H = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}. \qquad (76)$$

Как следует из уравнения (76), энергия, передаваемая потоком рабочему колесу, определяется изменением кинетических энергий абсолютного потока, относительного потока (работа сил реакции потока, вытекающего из каналов рабочего колеса) и переносного движения (работа центробежных сил при перемещении жидкости в радиальном направлении).

Для радиально-осевой и диагональной гидротурбин: $v_1 > v_2$; $w_2 > w_1$ и $u_1 \geqslant u_2$. В осевой гидротурбине $v_1 > v_2$; $w_2 > w_1$ и $u_1 = u_2$. Для ковшовой гидротурбины: $w_2 = w_1$ и $u_1 = u_2$ (см. § 4).

Зависимости (65), (75), (76), представляющие собою различные формы уравнения энергии, были получены без учета гидравлических потерь энергии в проточной части гидротурбины.

С учетом этих потерь напор, полезно используемый гидротурбиной, будет меньше, и зависимости (65), (75), (76) принимают вид:

$$\eta_г H = \frac{p_1 - p_2}{\gamma} + z_1 - z_2 + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}; \qquad (77)$$

$$\frac{\eta_г g H}{\omega} = (\overline{v_u r})_1 - (\overline{v_u r})_2; \qquad (78)$$

$$\eta_г H = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g}, \qquad (79)$$

где $\eta_г$ — гидравлический КПД гидротурбины, учитывающий гидравлические потери.

О природе возникновения гидравлических потерь и их определении см. § 24, гл. III.

§ 13. Трехмерный поток в гидротурбинах и задачи проектирования лопастных систем

Абсолютный поток жидкости в проточной части реактивной гидротурбины пространственный (трехмерный), неустановившийся и вязкий. Его расчет сводится к решению нелинейных дифференциальных уравнений гидродинамики в частных производных второго порядка, которые зависят от трех координат и времени [9; 21].

Математически строгая постановка задачи о движении потока в проточной части и ее решение с учетом всех факторов практически невозможны. Поэтому трехмерная задача пространственного неустановившегося потока упрощается и заменяется двумя двумерными задачами расчета установившегося или квазиустановившегося (осредненного по времени) потока невязкой жидкости [5;7; 9; 12; 19; 24; 28]. Принимаемые допущения (поток невязкий, установившийся и осесимметричный) позволяют существенно упростить математическую постановку задачи, сохраняя при этом, однако, главные особенности, свойственные ядру потока. Как известно, закономерности потенциального течения вязкой жидкости вне пограничного слоя совпадают с соответствующими закономерностями потока идеальной жидкости. В общем случае решение задачи о движении потока в проточной части может выполняться в два этапа: расчет потока идеальной жидкости; исследование течения в пограничном слое с последующим внесением соответствующих поправок в исходное решение.

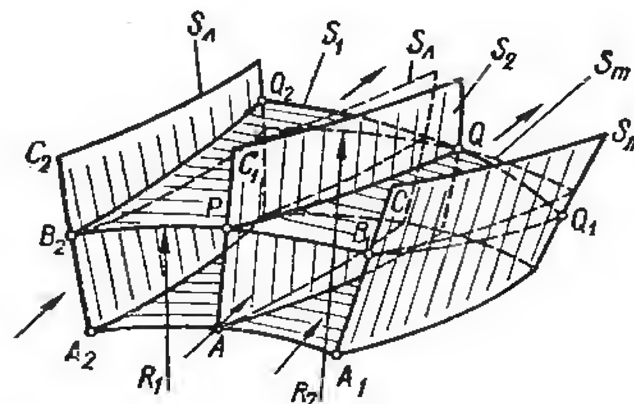


Рис. 36. Поверхности тока в трехмерном потоке через рабочее колесо.

В трехмерном потоке через лопастную систему поверхности тока S_1 абсолютного потока не совпадают с поверхностями вращения S_m, а поверхность лопасти $S_л$ отличается от средней межлопастной поверхности тока S_2 относительного потока (рис. 36). В случае осесимметричного потока поверхности S_1 и S_m совпадают, т. е. поверхности тока являются поверхностями вращения, и поскольку осесимметричный поток в рабочем колесе означает принятие гипотезы о бесконечно большом числе бесконечно тонких лопастей ($z = \infty$), поверхность тока S_2 совпадает со скелетной поверхностью лопасти $S_л$. Таким образом, пространственное трехмерное течение

приближенно можно представить в виде суммы двух двумерных течений: течения на осесимметричных поверхностях тока — задача по определению формы осесимметричных поверхностей тока; обтекания решетки на осесимметричных поверхностях тока в слое переменной толщины — задача по определению формы профилей при заданном потоке (обратная задача) или определение скоростей и давлений в потоке через решетки заданной формы (прямая задача).

В настоящее время гидродинамический расчет и проектирование новых лопастных систем основаны на комплексном применении прямой и обратной задач. Решение двумерных задач на поверхностях тока S_1 и S_2 связано с большими трудностями и громоздкими вычислениями, практически исключающими ручной счет.

Внедрение в практику инженерных расчетов электронно-вычислительных машин позволило значительно расширить возможности методов и ускорить решение задач. Используя ЭВМ на стадии проектирования, удается при помощи так называемого «численного эксперимента» отобрать для последующего изготовления и испытания лучшие расчетные варианты. Такой подход к поставленной задаче позволяет использовать современные методы расчета и исследования потоков с целью разработки еще более совершенных элементов проточной части и улучшения характеристик гидротурбин.

§ 14. Связь между формой лопасти и составляющими скоростей и вихрей в осесимметричном потоке

Для установления зависимости между геометрическими характеристиками лопасти и параметрами потока в рабочем колесе вместо действительной лопастной системы с конечным числом лопастей рассматривают гипотетическую лопастную систему ($z = \infty$), у которой скелетная поверхность $S_л$ лопасти совпадает с поверхностью тока S_2, осредненного по окружной координате $q_3 = \varphi$ и времени потока [24; 28]. Поток невязкий и установившийся; исследование проводят в криволинейной ортогональной системе координат (рис. 29), координаты которой q_1 и q_3 расположены на криволинейной поверхности тока S_m.

Поверхность лопасти образована семейством линий тока относительного потока. Условие непроницаемости лопасти ($w_n = 0$) записывается в таком виде:

$$\bar{w} \cdot \bar{n} = 0, \tag{80}$$

где $\bar{w}$ (w_1, w_2, w_3) — вектор относительной скорости, касательной к линии тока в рассматриваемой точке; $\bar{n}$ (n_1, n_2, n_3) — нормаль к поверхности лопасти в данной точке.

Из уравнения (80) следует:

$$\begin{vmatrix} \bar{w}_1 & \bar{w}_2 & \bar{w}_3 \\ n_1 & n_2 & n_3 \end{vmatrix} = 0. \tag{81}$$

Так как лопастная система обтекается невязкой жидкостью, лопастная сила $\bar{F}_л$ (F_1, F_2, F_3) перпендикулярна к поверхности лопасти, что можно записать следующим образом:

$$\bar{F}_л \times \bar{n} = 0 \tag{82}$$

или в скалярной форме

$$\frac{F_1}{n_1} = \frac{F_2}{n_2} = \frac{F_3}{n_3}. \tag{83}$$

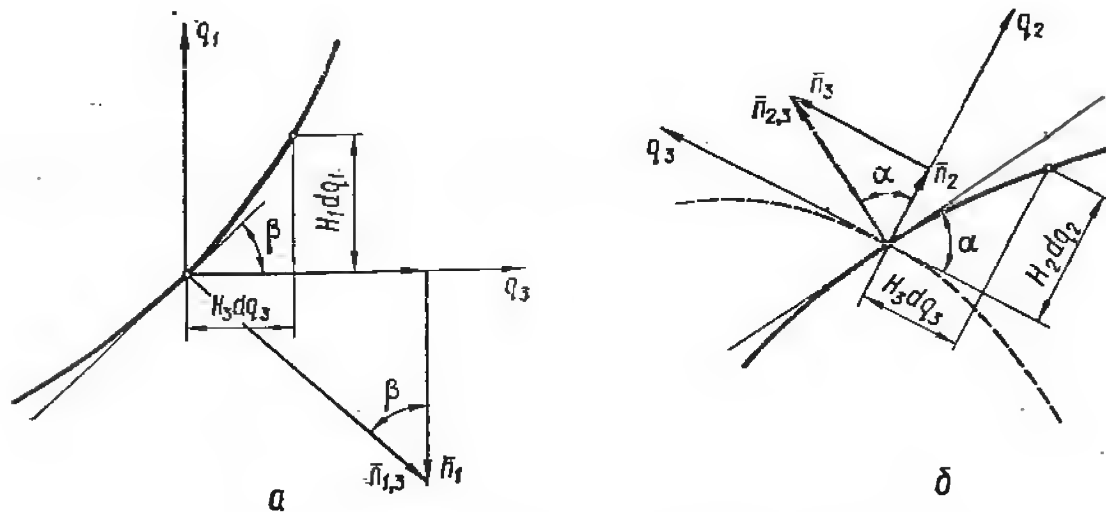


Рис. 37. Геометрические параметры лопасти:

а — пересечение лопасти координатной поверхностью q_2 = const; *б* — пересечение лопасти координатной поверхностью q_1 = const.

Для лопасти заданной формы (рис. 37) в каждой точке справедливы отношения:

$$\left.\begin{aligned} -\frac{n_1}{n_3} &= \operatorname{ctg}\beta; \\ \frac{n_2}{n_3} &= \operatorname{ctg}\alpha, \end{aligned}\right\} \tag{84}$$

где α и β — углы между окружным направлением и касательными к профилям лопастей, получаемых путем пересечения последних координатными поверхностями q_2 = const (рис. 37, *а*) и q_1 = const (рис. 37, *б*).

Выразим величины F_1 и F_2 через окружную составляющую лопастной силы F_3, воспользовавшись для этого зависимостями (83) и (84):

$$\left.\begin{aligned} F_1 &= F_3\frac{n_1}{n_3} = -F_3\operatorname{ctg}\beta; \\ F_2 &= F_3\frac{n_2}{n_3} = F_3\operatorname{ctg}\alpha. \end{aligned}\right\} \tag{85}$$

Заменим в уравнениях (39) производные от давления через скорости потока. Связь между давлением и скоростью в относительном

потоке, пренебрегая потерями энергии (см. уравнение (59)), установим при помощи интеграла Д. Бернулли:

$$\frac{p}{\rho} + \frac{w^2}{2} - \frac{u^2}{2} = f(\psi),$$

где $f(\psi)$ — величина, постоянная для данной линии тока.

Подставим значение относительной скорости из треугольника скоростей:

$$w^2 = v^2 + u^2 - 2uv_u$$

в интеграл Д. Бернулли:

$$\frac{v^2}{2} + \frac{p}{\rho} - uv_u = f(\psi). \tag{86}$$

Продифференцируем уравнение (86) и установим связь между производными по q_2 от давления и скоростей:

$$\frac{\partial}{\partial q_2}\frac{v^2}{2} + \frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial q_2} - \omega\frac{\partial(v_u r)}{\partial q_2} = \frac{\partial f(\psi)}{\partial q_2}. \tag{87}$$

В уравнении (87) величина $\partial f(\psi)/\partial q_2$ не известна. Для ее определения запишем уравнение (86) для потока на входе в рабочее колесо:

$$\left(\frac{v^2}{2} + \frac{p}{\rho} - uv_u\right)_{вх} = f(\psi) \tag{88}$$

и выполним его дифференцирование по q_2:

$$\frac{\partial}{\partial q_2}\left(\frac{v^2}{2} + \frac{p}{\rho}\right)_{вх} - \omega\frac{\partial(v_u r)}{\partial q_2} = \frac{\partial f(\psi)}{\partial q_2}. \tag{89}$$

Если поток на входе в рабочее колесо потенциальный, его энергия для всех линий тока одинакова.

Тогда

$$\frac{\partial}{\partial q_2}\left(\frac{v^2}{2} + \frac{p}{\rho}\right)_{вх} = 0.$$

Из уравнения (89) определим искомую величину $\partial f(\psi)/\partial q_2$ для случая потенциального потока

$$\frac{\partial f(\psi)}{\partial q_2} = -\omega\frac{\partial(v_u r)}{\partial q_2}$$

и подставим ее в уравнение (87)

$$\frac{\partial}{\partial q_2}\frac{v^2}{2} + \frac{1}{\rho}\cdot\frac{\partial p}{\partial q_2} = \omega\left[\frac{\partial(v_u r)}{\partial q_2} - \frac{\partial(v_u r)_{вх}}{\partial q_2}\right]. \tag{90}$$

Полученное уравнение (90) устанавливает зависимость между изменением давления и скоростей вдоль нормали q_2 к поверхностям тока q_1.

В третье уравнение системы (39) входит также неизвестная величина F_2. Выразим составляющую лопастей силы F_2 через F_3 согласно (85), а затем подставим значение F_3 из второго уравнения системы (39):

$$F_2 = F_3 \operatorname{ctg} \alpha = (v_2\Omega_1 - v_1\Omega_2) \operatorname{ctg} \alpha.$$

Далее подставим значение F_2 в третье уравнение системы (39):

$$\frac{1}{H_2}\frac{\partial}{\partial q_2}\frac{v^2}{2} + v_1\Omega_3 - v_3\Omega_1 = (v_2\Omega_1 - v_1\Omega_2) \operatorname{ctg} \alpha - \frac{1}{\rho H_2}\frac{\partial p}{\partial q_2}. \quad (91)$$

Учитывая зависимость (90), запишем уравнение движения в таком виде:

$$\frac{\omega}{H_2}\left[\frac{\partial (v_u r)}{\partial q_2} - \frac{\partial (v_u r)_{вх}}{\partial q_2}\right] = -(v_1\Omega_3 - v_3\Omega_1) + (v_2\Omega_1 - v_1\Omega_2) \operatorname{ctg} \alpha. \quad (92)$$

Подставим в уравнение (92) значения составляющих вектора вихря $\overline{\Omega}$ (Ω_1, Ω_2, Ω_3) согласно (30), разделим его члены на v_1 и, учитывая, что $v_3 = v_u$, а $H_3 = r$, получим

$$\frac{r\omega - v_u - v_2 \operatorname{ctg} \alpha}{H_2 r v_1}\frac{\partial (v_u r)}{\partial q_2} + \frac{1}{H_1 H_2}\frac{\partial H_2 v_2}{\partial q_1} - \frac{1}{H_1 H_2}\frac{\partial H_1 v_1}{\partial q_2} -$$
$$- \frac{1}{H_1 r}\frac{\partial (v_u r)}{\partial q_1} \operatorname{ctg} \alpha - \frac{\omega}{H_2 v_1}\frac{\partial (v_u r)}{\partial q_2}\, \partial (v_u r)_{вх} = 0. \quad (93)$$

Из условия (81) перпендикулярности векторов $\overline{w}$ и $\overline{n}$ при $w_1 = v_1$; $w_2 = v_2$; $w_3 = w_u = v_u - u$ следует, что

$$v_1 n_1 + v_2 n_2 + (v_u - u) n_3 = 0.$$

Так как $\frac{n_1}{n_3} = \operatorname{ctg} \beta$, $\frac{n_2}{n_3} = \operatorname{ctg} \alpha$, получаем

$$v_1 \frac{n_1}{n_3} + v_2 \frac{n_2}{n_3} + v_u - r\omega = 0,$$

откуда

$$-\operatorname{ctg} \beta = \frac{r\omega - v_u - v_2 \operatorname{ctg} \alpha}{v_1}. \quad (94)$$

Уравнения (93) и (94) устанавливают связь между формой лопасти (ее геометрическими параметрами $\operatorname{ctg} \beta$ и $\operatorname{ctg} \alpha$) и составляющими v_1, v_2, v_3 абсолютной скорости потока:

$$-\frac{1}{H_1 r}\frac{\partial (v_u r)}{\partial q_2} \operatorname{ctg} \beta + \frac{1}{H_1 H_2}\frac{\partial H_2 v_2}{\partial q_1} - \frac{1}{H_1 H_2}\frac{\partial H_1 v_1}{\partial q_2} -$$
$$- \frac{1}{H_1 r}\frac{\partial (v_u r)}{\partial q_1} \operatorname{ctg} \alpha - \frac{1}{H_2}\frac{\omega}{v_1}\frac{\partial (v_u r)_{вх}}{\partial q_2} = 0. \quad (95)$$

Уравнение (95) представляет собою уравнение движения потока в лопастной системе.

Зависимости (94) и (95) используют при решении прямой и обратной задач расчета лопастных систем рабочих колес. При рассмотрении решеток направляющего аппарата в указанных уравнениях принимают $\omega = 0$.

§ 15. Постановка прямой задачи

В настоящее время имеются различные методы решения прямой задачи с использованием современной вычислительной техники [5; 9; 12; 19; 24; 28]. Расчетные данные лопастных систем используют для анализа влияния различных параметров на показатели рабочего колеса и отбора лучших расчетных вариантов рабочих колес.

В практике расчета и исследования лопастных систем турбомашин находят применение две разновидности прямой задачи:

1. *Прямая осесимметричная задача* — определение скоростей потока и поверхностей тока при заданных контурах полости и форме лопастей; при этом принимают бесконечно большое число бесконечно тонких лопастей или же выполняют осреднение параметров потока по угловой ширине лопастных каналов.

2. *Прямая решетчатая задача* — расчет обтекания решеток профилей на известных осесимметричных поверхностях тока. В инженерных расчетах лопастных систем гидротурбин широкое применение получили методы решения решетчатой задачи с использованием осесимметричных поверхностей, образованных линиями тока известного меридионального потока [19]. Решение такой задачи заключается в определении величин скоростей и давлений в точках профиля исследуемой решетки; при помощи полученных расчетных данных можно оценить энергетические и кавитационные показатели лопастной системы на различных режимах работы турбин. Таким образом, решая прямую решетчатую задачу для различных вариантов лопастных систем, устанавливают зависимость между распределением скоростей и давлений на профилях, геометрическими параметрами решетки и параметрами натекающего потока.

Прямая осесимметричная задача [21, 28]. З а д а н ы: форма проточной части и лопастей рабочего колеса (углы β и α, толщина лопастей); направление вектора скорости перед решеткой (составляющие v_{m_1} и v_{u_1}); угловая скорость вращения ω рабочего колеса, расход и напор (режим работы). Кроме того, для каждой элементарной турбины должен быть задан гидравлический КПД $\eta_г$.

Н е о б х о д и м о о п р е д е л и т ь: форму поверхностей тока и скорости осесимметричного потока в лопастной системе и за ней.

Уравнения прямой осесимметричной задачи получены из общих уравнений гидродинамики потока через рабочее колесо путем их осреднения по шагу решетки и по времени. (Для лопастных систем характерно существование связи между формой лопасти и составляющими скоростей потока, что наряду с другими уравнениями позволяет при заданной форме лопасти определить скорости и

давления на профилях решетки). Для несжимаемой невязкой жидкости осесимметричная прямая задача математически формулируется при помощи четырех векторных уравнений:

1) уравнения движения Л. Эйлера (51) в относительном потоке:

$$\frac{d\overline{w}}{dt} + 2\overline{\omega} \times \overline{w} + \overline{\omega} \times (\overline{\omega} \times \overline{r}) = -\frac{\nabla p}{\rho} + \overline{F}_л;$$

2) уравнения неразрывности (41) с учетом стеснения потока лопастями конечной толщины:

$$\nabla \cdot (\psi w) = 0,$$

где ψ — коэффициент стеснения потока;

3) уравнения ортогональности (82) вектора лопастной силы к средней межлопастной поверхности тока S_2:

$$\overline{F}_л \times \overline{n} = 0;$$

4) уравнения (80), выражающего условие непроницаемости обтекаемой средней межлопастной поверхности тока S_2 (относительная скорость должна быть касательной к этой поверхности тока):

$$\overline{w} \cdot \overline{n} = 0.$$

Для численного решения эти уравнения записывают в скалярной форме в проекциях на оси цилиндрической системы координат:

$$F_r - \frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial r} = \frac{dw_r}{dt} - \frac{v_u^2}{r};$$

$$F_u = \frac{1}{r}\frac{d(v_u r)}{dt}; \quad v_u = w_u + \omega r;$$

$$F_z = \frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z} = \frac{dw_z}{dt};$$

$$\frac{\partial (r\psi w_r)}{\partial r} + \frac{\partial (r\psi w_z)}{\partial z} = 0;$$

$$F_r = -F_u \operatorname{tg} \delta';$$

$$F_z = -F_u \operatorname{ctg} \beta';$$

$$w_u = w_z \operatorname{ctg} \beta' + w_r \operatorname{tg} \delta',$$

где δ' — угол наклона средней поверхности лопасти к радиусу в сечении $z = \text{const}$; β' — угол между $w' = \sqrt{w_z^2 + w_u^2}$ и направлением вращения u.

Система уравнений замкнутая, так как она содержит семь уравнений и имеет семь неизвестных w_r, w_u, w_z, F_r, F_u, F_z, p. Вместо третьего уравнения (уравнение движения в проекции на ось z) обычно используют уравнение энергии вдоль меридиональной линии тока

$$\frac{p}{\rho} + \frac{w^2}{2} - \frac{u^2}{2} + gz = H_R = \text{const}.$$

В общем случае энергия потока неодинакова на различных поверхностях тока $H_R = f(\psi)$.

После соответствующих преобразований система из семи уравнений сводится к системе из двух уравнений: уравнения радиального равновесия и уравнения неразрывности, которые решаются при заданных граничных условиях [9; 21].

Уравнения равновесия и неразрывности образуют замкнутую систему относительно двух неизвестных: w_m и ψ. В дальнейшем значения w, v_u и w_u выражают через вычисленные величины w_m и ψ.

Для определения формы поверхностей тока (линий тока меридионального потока) в рабочем колесе с заданной лопастной системой используют процесс последовательных приближений. В процессе уточнения линий тока меридионального потока изменяется их форма, в связи с чем в процессе вычисления изменяется направление и длина нормалей к линиям тока. Таким образом, сетка меридионального потока получается «плавающей», и поэтому трудно получить решение задачи на ЭВМ, не прибегая к промежуточным графическим построениям. Это значительно усложняет процесс вычисления и делает его громоздким.

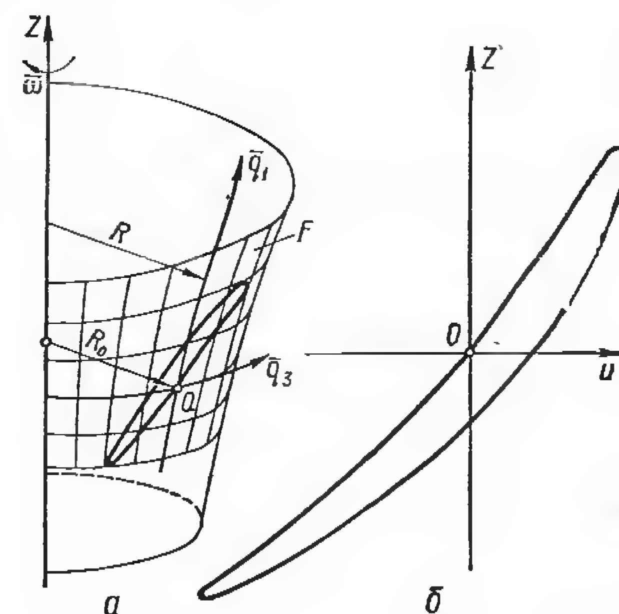


Рис. 38. Расположение профиля решетки: *а* — на криволинейной поверхности тока *F*; *б* — на плоскости *u — z*.

Прямая решетчатая задача. Сечения лопастей рабочего колеса осесимметричными поверхностями тока в общем случае представляют решетки, обтекаемые потоком переменной толщины (случай радиально-осевых и диагональных рабочих колес). Области течения вокруг решеток, расположенных на криволинейных поверхностях тока, конформно отображают на некоторую вспомогательную плоскость, в которой рассматривают обтекание прямой решетки профилей в слое переменной толщины. Форма поверхностей тока может быть определена по данным решения прямой осесимметричной задачи. Ниже изложены основные положения метода решения прямой решетчатой задачи, который нашел применение в практике расчета лопастных систем гидротурбин [7; 19]. Предполагается, что криволинейные осесимметричные поверхности тока заданы и определяются очертаниями проточной части, их форма не зависит от формы лопастей и режима работы. Таким образом, влияние формы лопастей на меридиональный поток и взаимное влияние решеток рабочего колеса не учитывается.

Отображение решеток, расположенных на криволинейных поверхностях тока F, на плоскость $u - z$ должно быть конформным (рис. 38) при условии сохранения толщины слоя h (z) в соответствующих точках поверхности тока и плоскости. Так как отображение конформное, то между скоростями (и их составляющими) на криволинейной поверхности тока F и на плоскости $u - z$ существует следующая связь:

$$v_z = \frac{R}{R_0} c_1; \quad v_u = \frac{R}{R_0} c_3,$$

где c_1 и c_3 — составляющие скорости потока на поверхности F; R_0 — радиус расположения начальной точки отсчета на поверхности тока.

Для исследования течения в плоскости $u - z$ выведены уравнения для функции потенциала

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial u^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial z^2} + \frac{1}{h(z)} \frac{\partial h}{\partial z} \frac{\partial \varphi}{\partial z} = 0; \qquad (96)$$

для функции тока

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial u^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial z^2} - \frac{1}{h} \frac{\partial h}{\partial z} \frac{\partial \psi}{\partial z} = 0. \qquad (97)$$

Составляющие скоростей потока вокруг решетки, обтекаемой слоем переменной толщины h (z), определяются при помощи выражений:

$$v_u = \frac{1}{h} \frac{\partial \psi}{\partial z}; \quad v_z = -\frac{1}{h} \frac{\partial \psi}{\partial u}.$$

Граничные условия перед и за решеткой получены из условия сохранения постоянства расхода и циркуляции при конформном отображении:

$$v_{u_1} = \frac{\Gamma_1}{kt}; \quad v_{z_1} = \frac{q}{kth_1};$$

$$v_{u_2} = \frac{\Gamma_2}{kt}; \quad v_{z_2} = \frac{q}{kth_2},$$

где $q = \frac{\Delta Q}{\gamma(0)}$ — расход между соседними поверхностями тока, отнесенный к толщине слоя в начале координат; t — шаг решетки; h_1; h_2 — толщина слоя соответственно до и после решетки.

Обтекание профилей на поверхности тока F принимается безотрывным:

$$c_n = u_n = u \sin\gamma = \omega R \sin\gamma,$$

где c_n, u_n — проекции абсолютной и переносной скоростей на нормаль к контуру профиля; γ — угол между касательной к профилю и окружным направлением u.

На плоскости $u - z$ проекция скорости на нормаль равна:

$$v_n = c_n \frac{R}{R_0} = \omega R_0 \sin\gamma \left(\frac{R}{R_0}\right)^2.$$

Определим функцию тока на профиле в плоскости $u - z$.

Имея в виду, что $v_n = v_u \sin\gamma - v_z \cos\gamma$ и подставляя значения v_u и v_z, выраженные через ψ, получаем

$$v_n = \frac{1}{h} \frac{\partial \psi}{\partial z} \frac{dz}{ds} + \frac{1}{h} \frac{\partial \psi}{\partial u} \frac{du}{ds} = \frac{1}{h} \frac{d\psi}{ds}, \qquad (98)$$

где s — криволинейная координата, отсчитываемая вдоль профиля.

Из уравнения (98) следует:

$$\psi(s) = \int_0^s v_n(\sigma) h(\sigma) d\sigma,$$

где σ — текущая координата профиля.

После преобразований уравнение принимает вид функции тока

$$\psi(z) = u_0 \int_0^s h(z) \left[\frac{R}{R_0}(z)\right]^2 \sin\gamma \, dz. \qquad (99)$$

Таким образом, в плоскости $u - z$ получены граничные условия течения, а также функции тока на контуре профиля, которые необходимы для вычисления скоростей на профиле.

Рассматриваемый метод решения задачи для решеток в слое переменной толщины является обобщением метода расчета обтекания плоской решетки профилей конечной толщины [7]. Течение в плоскости $u - z$ рассматривается как течение, полученное сложением невозмущенного потока и потока, индуцируемого системой вихревых слоев, расположенных на профилях решетки. Суммарный поток вокруг профилей решетки описывается обобщенной функцией тока $\psi = \psi_0 + \psi_\gamma$, состоящей из функции тока невозмущенного потока ψ_0 и функции течения ψ_γ, вызываемого системой вихрей интенсивностью γ (s), которые расположены вдоль контуров профилей решетки.

Обобщенная функция тока суммарного потока может быть принята постоянной на контуре профиля [19]. Получаемое при этом допущении интегральное уравнение обтекания решетки содержит в качестве неизвестного интенсивность вихрей γ (s). Решение этого уравнения сводится к решению системы линейных алгебраических уравнений.

По найденному значению γ (s) определяют скорости во всей области течения, в том числе на контурах профиля решетки. Для получения единственного решения при определении γ (s) и расчете обтекания профилей принимается следующее условие схода потока. Считают, что вблизи закругленной выходной кромки профиля имеются две точки (одна на выпуклой, другая на вогнутой стороне профиля), в которых скорости равны между собой. Метод запрограммирован на ЭВМ. Вводя необходимую информацию, описывающую геометрию профиля, параметры решетки и режим работы, получают

распределение скоростей на контуре профиля. По известным значениям скоростей вычисляют величины давлений и строят распределение относительной скорости и давления на профиле при исследуемом режиме работы (рис. 39).

В последние годы разработаны более совершенные методы решения прямой осесимметричной задачи, позволяющие получить полное решение на вычислительной машине без промежуточных графических построений сетки меридионального потока [24]. В частности, в методе Катсаниса [12] решение получают при помощи так называемых *квазинормалей*. Эти линии выбирают таким образом,

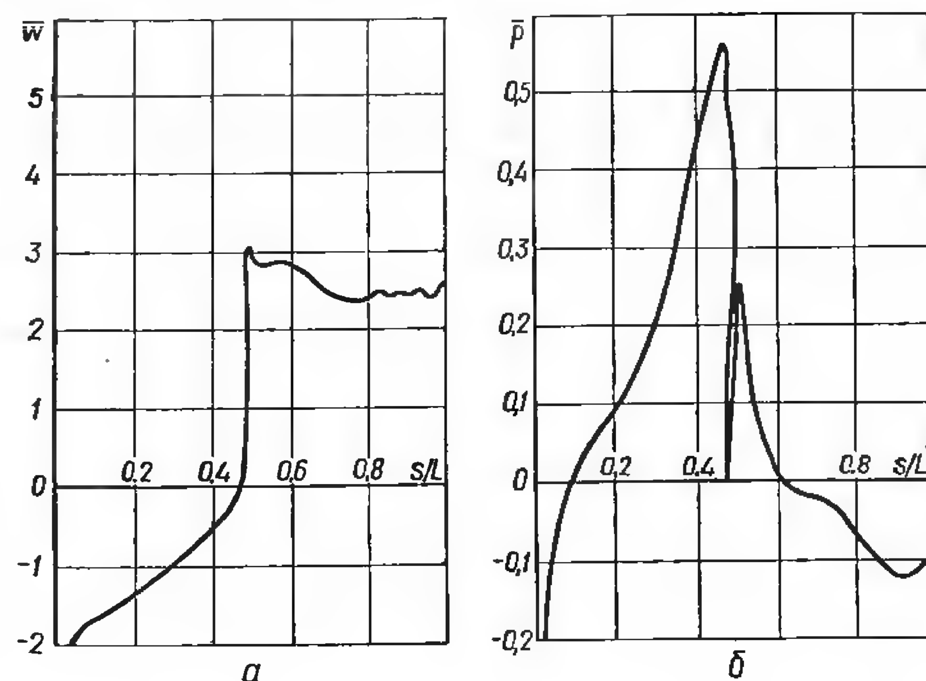


Рис. 39. Расчетное распределение на профиле решетки:
а — относительной скорости; *б* — давления.

что каждая квазиортогональ пересекает линии тока только один раз, причем не обязательно под прямым углом. Удобно выбрать квазиортогонали в виде прямых линий, пересекающих исходные линии тока между втулкой и камерой рабочего колеса. Очень важным является то обстоятельство, что в процессе выполнения итераций и изменения линий тока квазинормали остаются фиксированными. Программирование метода на ЭВМ позволяет получить решение в меридиональной плоскости без промежуточных графических построений [9; 12].

Вторая часть работы Катсаниса посвящена рассмотрению решения прямой решетчатой задачи. В ходе решения задачи исследуется обтекание решеток профилей на вычисленных поверхностях тока. Для определения значений скоростей и давлений в точках потока в каналах рабочего колеса используется тот же подход. В этом случае квазиортогональные линии проходят на поверхности тока от лопасти к лопасти и могут быть заданы в виде дуг окружностей. Оба

решения — как в меридиональной плоскости, так и в лопастном канале,— основаны на определении градиента относительной скорости вдоль рассматриваемых квазинормалей и вычислении расхода через них. Вычисления заканчиваются, когда найденное значение расхода через принятые квазиортогональные линии не отличается от его заданной величины при принятой точности вычислений. Таким образом, трехмерный поток в рабочем колесе исследуется при помощи двух двумерных задач: определение линий тока в меридиональной плоскости (прямая осесимметричная задача); вычисление скоростей потока в канале между лопастями при найденных поверхностях тока (прямая решетчатая задача).

Результаты решения задачи по определению потока в каналах рабочего колеса используют для уточнения линий тока в меридиональной плоскости. Таким образом, используя последовательно ряд приближений, получают совместное решение прямой осесимметричной и решетчатой задач.

§ 16. Постановка обратной задачи

Содержание обратной задачи заключается в определении формы лопасти при заданных параметрах потока. Математическая формулировка обратной задачи не имеет достаточной определенности. Чтобы спрофилировать лопасть, т. е. получить единственное решение приведенной в § 15 системы уравнений, необходимо задать дополнительные условия. Выбор оптимальных дополнительных условий, позволяющих спроектировать лопастную систему с высокими энергетическими и кавитационными показателями, должен базироваться на имеющихся расчетных и экспериментальных данных по разработке лопастных систем близких параметров.

При решении обратной задачи можно использовать два подхода: задаваясь распределением момента скорости на искомой межлопастной поверхности S_2, в процессе решения определяют меридиональный поток и форму лопасти; принимая форму меридионального потока, задают распределение момента скорости $v_u r$ на одной из кромок лопасти и линии тока.

Обратная задача имеет также две постановки:

1. *Осесимметричная обратная задача* — определение формы бесконечно тонкой лопасти при известных поверхностях тока и скоростях осесимметричного потока.

2. *Решетчатая обратная задача* — определение формы профилей конечной толщины решеток, расположенных на известных поверхностях тока осесимметричного потока; при этом дополнительно задается распределение скоростей на одной из сторон профиля (см. [5]).

Рассмотрим решение обратной осесимметричной задачи при заданном меридиональном потоке [7; 28], которая широко применяется в практике расчета лопастных систем.

Заданы: форма проточной части турбины и меридиональный поток с учетом его стеснения лопастями (известны составляющие скоростей v_1 и v_2); значения момента скорости на входе $(v_u r)_{вх} = f_1(\psi)$ и выходе $(v_u r)_{вых} = f_2(\psi)$ из рабочего колеса, связанные для каждой «элементарной турбины» уравнением Л. Эйлера $\frac{\eta_г gH}{\omega} = (v_u r)_{вх} - (v_u r)_{вых}$; режим работы турбины (расход, частота вращения, напор); меридиональная проекция одной из кромок лопасти (входная или выходная) и распределение $v_u r = f(\psi)$ вдоль нее; закон сработки момента скорости вдоль граничной линии тока $v_u r = f(q_1)$ на периферии или втулке рабочего колеса. В ходе профилирования определяют форму бесконечно тонкой лопасти.

Получим основные расчетные зависимости для общего случая вихревого потока на входе в рабочее колесо, а затем упростим их для случая потенциального потока. Используем зависимости (94) и (95), устанавливающие связь между составляющими скоростей потока v_1; v_2 $(v_m = \sqrt{v_1^2 + v_2^2})$; v_u и формой лопасти (углы α и β, рис. 37). Уравнения (94) и (95) содержат три неизвестные величины α; β и v_u. Число неизвестных необходимо свести к двум, для чего в уравнения (94) и (95) подставим значения $H_3 = r$; $\operatorname{ctg}\beta$ и $\operatorname{ctg}\alpha$:

$$\left.\begin{aligned} \operatorname{ctg}\beta &= \frac{H_3}{H_1}\frac{\partial q_3}{\partial q_1};\\ \operatorname{ctg}\alpha &= -\frac{H_3}{H_2}\frac{\partial q_3}{\partial q_2}. \end{aligned}\right\} \tag{100}$$

После преобразований уравнения (94) и (95) принимают вид:

$$-\frac{\partial q_3}{H_2 \partial q_1} = \frac{r\omega - v_u + v_2 + \partial q_3 / H_2 \partial q_2}{v_1};$$

$$-\frac{1}{H_2 r}\frac{\partial (v_u r)}{\partial q_2}\frac{\partial q_3}{H_1 \partial q_1} + \frac{1}{H_1 H_2}\frac{\partial H_2 v_2}{\partial q_1} - \frac{1}{H_1 H_2}\frac{\partial H_1 v_1}{\partial q_2} +$$

$$+\frac{1}{H_1 r}\frac{\partial (v_u r)}{\partial q_1}\frac{\partial q_3}{H_2 \partial q_2} - \frac{1}{H_2}\frac{\omega}{v_1}\frac{\partial (v_u r)_{вх}}{\partial q_2} = 0.$$

Обозначая $q_3 = \varphi$ и $\Omega^*_{3(u)} = \Omega_u - \frac{\omega}{v_1}\frac{\partial (v_u r)_{вх}}{H_2 \partial q_2}$, перепишем эти уравнения в таком виде:

$$\frac{v_u r - r^2\omega}{r^2 v_1} = \frac{\partial\varphi}{H_1 \partial q_1} - \frac{\partial\varphi}{H_2 \partial q}\frac{v_2}{v_1}; \tag{101}$$

$$\frac{\partial\varphi}{H_1 \partial q_1}\frac{\partial (v_u r)}{\partial q_2} - \frac{\partial\varphi}{H_2 \partial q_2}\frac{\partial (v_u r)}{H_1 \partial q_1} - \Omega^*_u = 0. \tag{102}$$

В качестве поверхностей тока принимают поверхности $q_2 = \text{const}$, на которых $v_2 = 0$ и $v_1 = v_m$. При этом уравнение (101) упрощается:

$$\frac{\partial\varphi}{H_1 \partial q_1} = \frac{v_u r - r^2\omega}{r^2 v_m}. \tag{103}$$

Таким образом, задача профилирования лопасти сводится к решению системы дифференциальных уравнений (102) и (103) в частных производных относительно неизвестных функций φ и $v_u r$ при определенных граничных условиях. Искомая функция $\varphi(q_1, q_2)$ связана с функцией $v_u r$ (q_1, q_2) при помощи дифференциального уравнения (102). Для решения задачи используют известные численные методы, в частности *метод сеток* или *метод характеристик*.

В практике профилирования лопастей радиально-осевых рабочих колес особенно широко применяют метод Бауэрсфельда [3; 7], основные допущения которого следующие: поверхность тока в относительном движении S_2 (искомая скелетная поверхность лопасти) является вихревой поверхностью; меридиональный поток потенциальный $\Omega_u = 0$; вдоль меридиональных сечений лопасти, в том числе и входной кромки $v_u r = \text{const}$. При этих допущениях профилирование лопасти значительно упрощается. Для поверхности тока $q_2 = \text{const}$ при заданном меридиональном потоке для рассматриваемой поверхности тока обозначим: $H_1 \partial q_1 = ds$; $v_1 = v_m$, а элементарный угол между соседними радиальными сечениями — $d\chi = d\varphi$. Тогда уравнение (103) принимает вид

$$d\chi = \frac{v_u r - r^2\omega}{r^2 v_m} ds. \tag{104}$$

Интегрируя уравнения (104) от входа до выхода из рабочего колеса, получают угол охвата лопасти

$$\chi = \int_1^2 \frac{v_u r - r^2\omega}{r^2 v_m} ds. \tag{105}$$

Радиальные сечения бесконечно тонкой лопасти строят при помощи зависимости (104). Уравнения (104) и (105) справедливы для всех линий тока меридионального потенциального потока, что при заданных граничных условиях позволяет построить единственную форму лопасти, сечения которой поверхностями тока увязаны между собой.

Метод Бауэрсфельда основан на допущении, что поверхность лопасти является вихревой поверхностью. Математически это можно записать так:

$$d\bar{l} \cdot (\bar{w} \times \bar{\Omega}) = 0, \tag{106}$$

где $d\bar{l}$ $(dr;\ r d\chi;\ dz)$ — элементарный вектор, лежащий на поверхности бесконечно тонкой лопасти.

В скалярной форме в цилиндрической системе координат уравнение (106) имеет вид

$$\begin{vmatrix} dr & r d\chi & dz \\ w_r & w_u & w_z \\ \Omega_r & \Omega_u & \Omega_z \end{vmatrix} = 0. \tag{107}$$

Развернув определитель, получают

$$(w_u\Omega_z - w_z\Omega_u)\,dr + (w_z\Omega_r - w_r\Omega_z)\,r d\chi + (w_r\Omega_u - w_u\Omega_r)\,dz = 0. \quad (108)$$

При известных компонентах скорости и вихря в потоке при помощи уравнения (108) определяют форму лопасти. Принимая последовательно в уравнении (108) z = const, χ = const и r = const, получают три уравнения для построения горизонтальных, радиальных и цилиндрических сечений лопасти.

Уравнение линии тока в относительном потоке можно также получить, рассматривая движение частицы жидкости в рабочем колесе (рис. 40). За время dt имеют место линейные и угловые пере-

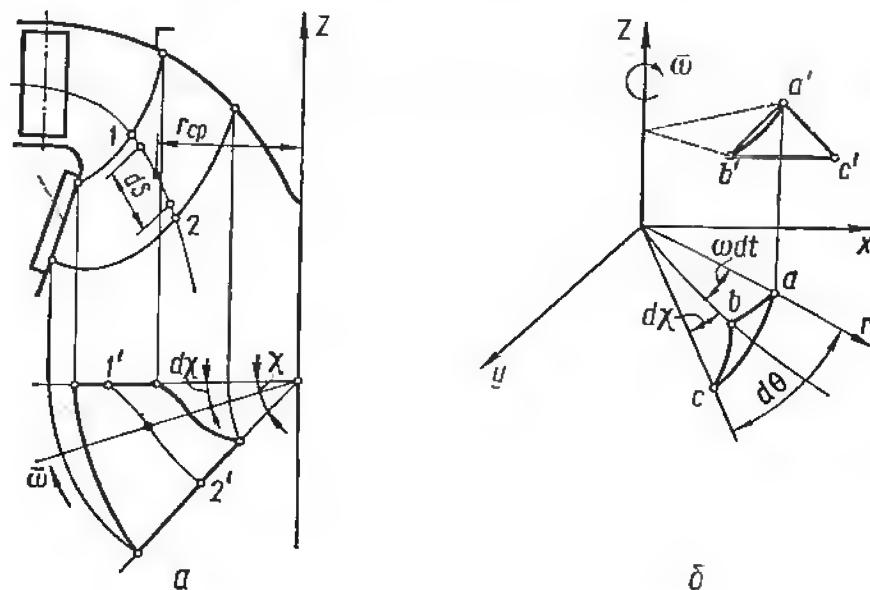


Рис. 40. Перемещение частицы жидкости в рабочем колесе:
а — схема перемещения частицы жидкости вдоль лопасти за время dt; *б* — угловые перемещения частицы за время dt.

мещения частицы: $\overline{bc}$; $d\chi$ — в относительном движении; $\overline{ab}$; ωdt — в переносном движении; $\overline{ac} = \overline{ab} + \overline{bc}$; $d\theta = d\chi + \omega dt$ — в абсолютном движении.

Угловое перемещение частицы в относительном движении определяется по выражению:

$$d\chi = d\theta - \omega dt = \frac{v_u}{r}\,dt - \omega dt = \left(\frac{v_u}{r} - \omega\right)\frac{ds}{v_m}.$$

Откуда

$$ds = \frac{r^2 v_m}{v_u r - r^2\omega}\,d\chi.$$

Как было указано выше (104), при помощи полученного уравнения можно построить сечения бесконечно тонкой лопасти поверхностями тока.

Практическое применение зависимостей обратной задачи для расчета радиально-осевых, осевых и диагональных рабочих колес изложено в главах VI, VII и VIII.

§ 17. Основные зависимости меридионального и циркуляционного потоков в проточной части гидротурбины

Исходя из ранее сказанного (см. § 9) абсолютный поток в проточной части гидротурбины можно разложить на *меридиональный* и *циркуляционный* потоки. Составляющие потоки могут быть построены и проанализированы отдельно, а затем наложены друг на друга. Наложение потоков не может быть произвольным, оно должно удовлетворять условию равновесия всех сил, действующих на любую частицу в потоке. Например, при заданном меридиональном потоке циркуляционный поток должен быть принят вполне определенным, обеспечивающим выполнение условия равновесия в абсолютном потоке [21; 24].

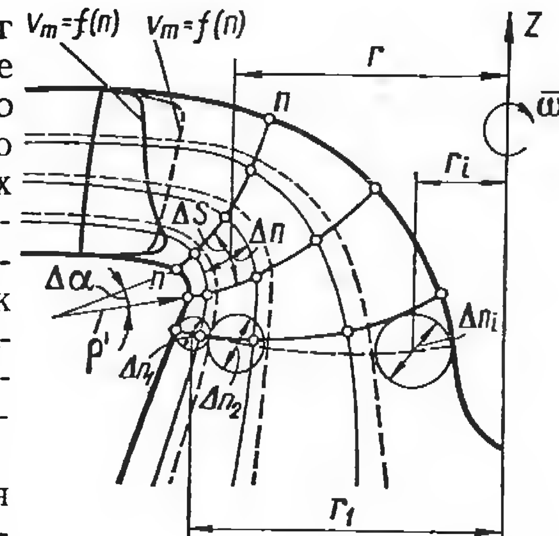


Рис. 41. Меридиональный поток в полости гидротурбины:
- - - равноскоростной; — потенциальный.

Меридиональный поток. Для расчета и анализа лопастных систем необходимо знать форму поверхностей тока в рабочем колесе (или направляющем аппарате). Если поток принят осесимметричным, то для определения поверхностей тока достаточно построить меридиональный поток. Построение меридионального потока заключается в определении линий тока и скоростей. В общем случае меридиональный поток вихревой; составляющая вихря $\Omega_u \neq 0$, характеризующая вращение частиц жидкости вокруг собственных осей при их движении вдоль линий тока, направлена перпендикулярно к меридиональной плоскости. Если же $\Omega_u = 0$, то меридиональный поток потенциальный.

Рассмотрим две разновидности меридионального потока, применяемые при расчете рабочих колес.

Р а в н о с к о р о с т н о й   м е р и д и о н а л ь н ы й   п о т о к представляет собою частный случай вихревого меридионального потока (рис. 41, *а*), в котором средние скорости вдоль рассматриваемой нормали к линиям тока v_m = const; величина их на различных нормалях зависит от расхода и поперечного сечения потока в полости.

Равноскоростной поток характеризует одномерное течение в полости гидротурбины, в котором действие центробежных сил на

частицы при повороте потока из радиального направления в осевое не учитывается.

Элементарный расход между соседними поверхностями тока

$$\Delta Q = 2\pi r_1 \Delta n_1 v_m = 2\pi r_2 \Delta n_2 v_m = \cdots = 2\pi r_i \Delta n_i v_m = \text{const}.$$

Отсюда получают зависимость, характеризующую расположение линий тока:

$$r_1 \Delta n_1 = r_2 \Delta n_2 = \cdots = r_i \Delta n_i = \text{const}. \qquad (109)$$

Следовательно, в равноскоростном потоке линии тока расположены таким образом, что кольцевые площади между ними равны.

Потенциальный меридиональный поток ($\Omega_u = 0$) (рис. 41, *б*). Если компонент Ω_u присоединенных вихревых линий равен нулю, лопасти рабочего колеса не должны оказывать воздействия на меридиональный поток. Потенциальный меридиональный поток характеризует двумерное течение в полости гидротурбины. Следовательно, значения скоростей v_m и давлений p_m вдоль нормалей к линиям тока неодинаковы.

Элементарные расходы между соседними поверхностями тока определяются по выражению

$$\Delta Q = 2\pi r_1 \Delta n_1 v_{m1} = 2\pi r_2 \Delta n_2 v_{m2} = \text{const}.$$

Откуда

$$r_1 \Delta n_1 v_{m1} = r_2 \Delta n_2 v_{m2} = \cdots = r_i \Delta n_i v_{mi} = \text{const}. \qquad (110)$$

Таким образом, в потенциальном меридиональном потоке площади между соседними линиями тока обратно пропорциональны меридиональным скоростям. В зоне потока, где значения v_m максимальны, линии тока расположены гуще; у втулки рабочего колеса меридиональные скорости минимальны (что следует из условия $v_m \rho' = \text{const}$), а величины отрезков Δn наибольшие. Определим зависимость между размерами ячеек сетки потенциального потока. Как известно, в потенциальном меридиональном потоке скорость определяется падением потенциала φ вдоль линии тока:

$$v_m = \frac{d\varphi}{ds} \simeq \frac{\Delta\varphi}{\Delta s}. \qquad (111)$$

С другой стороны, согласно уравнению неразрывности,

$$v_m = \frac{\Delta Q}{2\pi r \Delta n}. \qquad (112)$$

Приравнивая правые части уравнений (111) и (112), получают

$$\frac{\Delta s}{\Delta n} = r \cdot \frac{\Delta\varphi 2\pi}{\Delta Q} = r \cdot \text{const}. \qquad (113)$$

Учитывая действие центробежных сил на частицы, определяют распределение скоростей вдоль эквипотенциальной линии $n - n$.

Центробежная сила, действующая на частицу (рис. 41) площадью df,

$$dC = \frac{\gamma}{g} df \frac{v_m^2}{\rho'} = \frac{\gamma}{g} \rho' d\alpha\, dn \frac{v_m^2}{\rho'}, \qquad (114)$$

где ρ' — радиус кривизны линии тока.

Градиент давления в потоке вдоль нормали $n - n$

$$dp_m = \frac{dC}{ds \cdot 1} = \frac{\gamma}{g} \frac{v_m^2}{\rho'} dn. \qquad (115)$$

Поскольку меридиональный поток принят потенциальным, энергия в нем постоянна:

$$\frac{p_m}{\gamma} + \frac{v_m^2}{2g} = \text{const}. \qquad (116)$$

Дифференцируя выражение (116) вдоль нормали $n—n$, получают

$$\frac{dp_m}{\gamma} + \frac{v_m\, dv_m}{g} = 0. \qquad (117)$$

После подстановки в уравнение (117) значения dp_m из выражения (116)

$$\frac{v_m^2}{g\rho'} dn + \frac{v_m}{g} dv_m = 0$$

и выполнения преобразований получают дифференциальное уравнение, характеризующее изменение скорости v_m вдоль нормали

$$\frac{dn}{\rho'} + \frac{dv_m}{v_m} = 0. \qquad (118)$$

В результате интегрирования уравнения (118) вдоль нормали $n—n$ устанавливают соотношение между меридиональными скоростями на граничных контурах (обод и втулка рабочего колеса)

$$\ln \frac{v_{m\,\text{об}}}{v_{m\,\text{вт}}} = \int_{\text{об}}^{\text{вт}} \frac{dn}{\rho'}; \qquad \frac{v_{m\,\text{об}}}{v_{m\,\text{вт}}} = e^{\int_{\text{об}}^{\text{вт}} \frac{dn}{\rho'}}$$

и закон распределения скоростей вдоль нормали

$$v_{m\,\text{об}} = v_{m\,\text{вт}} e^{\int_{\text{об}}^{\text{вт}} \frac{dn}{\rho'}}, \qquad (119)$$

где $v_{m\,\text{об}}$ — меридиональная скорость в точке пересечения нормали с ободом; $v_{m\,\text{вт}}$ — меридиональная скорость у втулки.

Как следует из уравнения (119), меридиональная скорость у обода больше, чем у втулки. Значения скоростей и их изменение

вдоль нормалей $n - n$ зависят от очертания контуров проточной части и расхода.

Циркуляционный поток. Закрутка потока вокруг оси турбины создается главным образом отклоняющим воздействием лопаток направляющего аппарата. Окружная составляющая v_u абсолютной скорости характеризует вращение частицы жидкости вокруг оси гидротурбины. Определим распределение давления вдоль радиуса при произвольном распределении составляющей v_u в потоке.

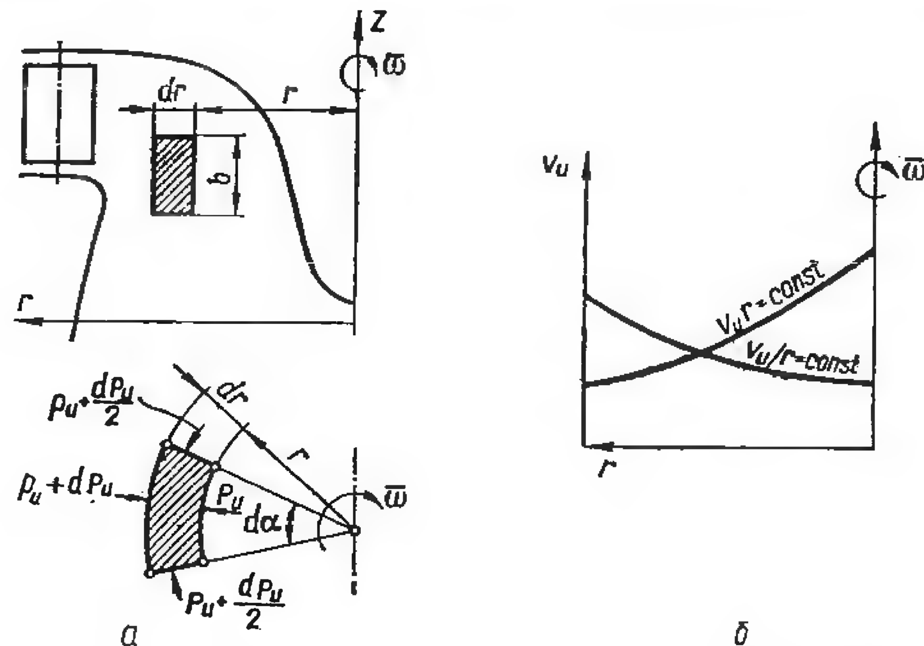


Рис. 42. Циркуляционный поток в полости гидротурбины: *а* — к определению центробежной силы, действующей на частицу жидкости; *б* — к выбору закона изменения окружной составляющей абсолютной скорости потока.

На частицу жидкости массой dm (рис. 42, *а*) при ее вращении вокруг оси гидротурбины со скоростью v_u действует центробежная сила

$$dF_C = dm \frac{v_u^2}{r} = \rho br\, d\alpha\, dr \frac{v_u^2}{r}. \qquad (120)$$

Вызываемая действием центробежной силы dF_C сила давления dF_p, действующая на поверхность рассматриваемого элемента, определяется по формуле

$$dF_p = (p_u + dp_u)(r + dr)\, bd\alpha - p_u br\, d\alpha - -2\left(p_u + \frac{dp_u}{2}\right) bdr \sin\frac{d\alpha}{2}. \qquad (121)$$

Пренебрегая величинами более высокого порядка малости, получают

$$dF_p = br\, d\alpha\, dp_u. \qquad (122)$$

Возникающие в циркуляционном потоке центробежные силы уравновешиваются силами давления, т. е. $dF_p = dF_C$. Исходя из этого условия находят градиент давления в радиальном направлении (поток невязкий, действием сил тяжести пренебрегают):

$$\rho b v_u^2\, dr\, d\alpha = br\, d\alpha\, dp;$$

$$\frac{dp_u}{dr} = \rho \frac{v_u^2}{r}. \qquad (123)$$

Выражение (123) устанавливает зависимость между распределением скорости v_u и давления p_u в потоке вдоль радиуса. Для принятого закона изменения окружной скорости $v_u = f(r)$ при помощи уравнения (123) определяют распределение давления в потоке и, наоборот, задавшись определенным законом изменения давления вдоль радиуса, определяют распределение окружной составляющей скорости $v_u = f(r)$. Рассмотрим основные зависимости циркуляционных потоков.

Потенциальный вихрь (рис. 42, *б*). В нерабочем потоке невязкой жидкости удельная энергия потока постоянна:

$$\frac{p_u}{\gamma} + \frac{v_u^2}{2g} = \text{const}. \qquad (124)$$

Продифференцировав уравнение (124),

$$\frac{dp_u}{\gamma} + \frac{v_u\, dv_u}{g} = 0,$$

определяем градиент давления в потоке

$$dp_u = -\frac{\gamma}{g} v_u\, dv_u. \qquad (125)$$

Подставляя значение dp_u в уравнение (123)

$$-\frac{\gamma}{g} v_u\, dv_u = \frac{\rho v_u^2}{r} dr$$

и интегрируя полученное дифференциальное уравнение

$$\frac{dv_u}{v_u} = \frac{dr}{r}, \qquad (126)$$

устанавливаем зависимость для потока, описываемого потенциальным вихрем:

$$v_u r = \text{const}. \qquad (127)$$

Таким образом, в потенциальном циркуляционном потоке момент скорости — величина постоянная. Такое распределение окружной скорости в потоке может индуцировать вихревой шнур, размещенный на оси гидротурбины.

Непотенциальный вихрь, описываемый законом $v_u r^n = \text{const}$ (рис. 42, *б*). В частном случае при значении $n = -1$

вращение жидкости вокруг общей оси подчиняется закону вращения твердого тела:

$$\frac{v_u}{r} = \omega = \text{const}. \qquad (128)$$

При этом градиент давления в потоке

$$\frac{dp}{dr} = \frac{\rho v_u^2}{r} = \frac{\rho \omega^2 r^2}{r} = \rho \omega^2 r. \qquad (129)$$

При расчете проточной части гидротурбины необходимо принять такое распределение скоростей v_u в циркуляционном потоке, при котором они, будучи сложенными со скоростями меридионального потока, обеспечат требуемые характеристики гидротурбины. В практике проектирования лопаток направляющего аппарата и лопастей рабочего колеса широкое применение находит потенциальный циркуляционный поток $v_u r = \text{const}$.

В абсолютном потоке гидротурбины имеет место равновесие действующих сил при определенном распределении скоростей, давления и энергии в нем. При этом сложение меридионального и циркуляционного потоков базируется на условии радиального равновесия [21]. Для абсолютного потока справедливы следующие соотношения:

скорость потока является векторной суммой составляющих скоростей рассмотренных потоков:

$$\bar{v} = \bar{v}_m + \bar{v}_u;$$

результирующее давление в рассматриваемой точке потока равно алгебраической сумме значений давлений меридионального и циркуляционного потоков:

$$p = p_m + p_u; \qquad (130)$$

удельная энергия абсолютного потока равна сумме энергий составляющих потоков:

$$E = E_m + E_u = \frac{p_m + p_u}{\gamma} + \frac{v_m^2 + v_u^2}{2g} = \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g}. \qquad (131)$$

Глава II. ПОДОБИЕ В ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ТУРБИНАХ

§ 18. Условия, необходимые для обеспечения подобия потоков

Применяемые методы расчета и исследования проточной части гидротурбин имеют ряд упрощающих допущений и являются приближенными. Расчетный анализ спроектированной проточной части позволяет приближенно оценить энергетические и кавитационные показатели рассчитанных вариантов, отобрать лучшие из них для изготовления моделей гидротурбин и их экспериментальной проверки.

Улучшение проточной части типов гидротурбин базируется на совместном использовании данных расчетных и экспериментальных исследований. В практике гидротурбостроения широко используют результаты опытных исследований моделей гидротурбин, полученные на специальных испытательных стендах. Размеры моделей гидротурбин и напоры при их испытаниях намного меньше натурных значений. Диаметры рабочих колес испытываемых моделей находятся в пределах $D_1 = 250 \div 800$ *мм*, а их напоры $H = 450 \div 4$ *м*.

Опытное исследование моделей, которое должно базироваться на законах моделирования (подобия) потоков, позволяет: правильно обработать и анализировать данные эксперимента; проверить надежность методов расчета проточной части гидротурбин; определить условия проведения испытаний расчетных вариантов и модификаций проточной части гидротурбины; определить параметры и построить характеристики натурных гидротурбин по данным модельных испытаний.

Для выполнения законов подобия потоков модели и натурной гидротурбины необходимо обеспечить геометрическое, кинематическое и динамическое подобие [1; 7; 15; 22].

Геометрическое подобие модели [м] и натуры [н] означает пропорциональность их линейных размеров l и L и равенство соответственных углов:

$$\left(\frac{l_i}{l_n}\right)_м = \left(\frac{L_i}{L_n}\right)_н. \qquad (132)$$

Кроме геометрического подобия проточных частей необходимо обеспечить одинаковое угловое положение лопаток направляющего аппарата и лопастей рабочего колеса модели и натурной гидротурбины на исследуемых режимах. Геометрическое подобие является необходимым, но недостаточным условием обеспечения подобия потоков и сил, действующих на сходственные элементы проточной части модели и натурной гидротурбины.

Кинематическое подобие в гидравлических турбинах означает подобие полей скоростей потоков модели ($v_м$) и натурной турбины ($v_н$). Режимы работы двух подобных турбин, при которых обеспечивается подобие треугольников скоростей в сходственных точках потоков, называются *изогональными*.

Таким образом, при наличии кинематического подобия скорости и их составляющие в сходственных точках потоков пропорциональны:

$$\left(\frac{v_i}{v_n}\right)_м = \left(\frac{v_i}{v_n}\right)_н. \qquad (133)$$

Динамическое подобие имеет место, если силы, действующие в потоках на сходственные элементы, пропорциональны. В этом случае эпюры распределения давления на лопастях рабочих колес модели и натурной гидротурбины будут подобными, что обе-

спечит близкие энергетические и кавитационные показатели двух геометрически подобных турбин.

Динамическое подобие обеспечивается пропорциональностью сил, действующих на сходственные элементы проточных частей модели и натурной турбины:

$$\left(\frac{P}{F}\right)_м = \left(\frac{P}{F}\right)_н. \quad (134)$$

В потоках действуют различные силы: тяжести, инерции, давления, трения. Обеспечить одновременно подобие всех сил невозможно, и задача заключается в выполнении равенства отношений тех сил, которые являются преобладающими в потоке и определяют характеристики турбины. В связи с этим в практике испытаний моделей гидротурбин обеспечивается частичное динамическое подобие потоков.

Кроме того, относительные потери энергии модели и натурной турбины не равны (см. главу III) и их безразмерные характеристики отличаются. Поэтому при определении энергетических и кавитационных характеристик натурной гидротурбины необходимо учитывать влияния масштабов размера и напора.

§ 19. Динамическое подобие потоков в гидротурбинах

Для обеспечения полного динамического подобия потоков требуется равенство критериев Рейнольдса, Фруда, Эйлера и Струхаля

$$\mathrm{Re} = \mathrm{idem}; \quad \mathrm{Fr} = \mathrm{idem}; \quad \mathrm{Eu} = \mathrm{idem}; \quad \mathrm{Sh} = \mathrm{idem}. \quad (135)$$

Условие (135) требует равенства следующих отношений сил в потоках модели и натурной гидротурбины:

1. Отношения сил инерции к силам трения:

$$\left(\frac{vD_1}{\nu}\right)_м = \left(\frac{vD_1}{\nu}\right)_н = \mathrm{Re}, \quad (136)$$

где $v_м$; $v_н$ — средние характерные скорости в рассматриваемых сечениях потоков; $D_{1м}$; $D_{1н}$ — диаметры рабочих колес модельной и натурной турбины.

Неравенство чисел Re потоков модели и натуры приводит к тому, что КПД натурной турбины больше КПД геометрически подобной модели (см. главу III).

2. Отношения сил тяжести и инерции

$$\left(\frac{v^2}{gD_1}\right)_м = \left(\frac{v^2}{gD_1}\right)_н = \mathrm{Fr}. \quad (137)$$

3. Отношения сил давления и инерции в рассматриваемых потоках

$$\left(\frac{p - p_\infty}{\rho v_\infty^2/2}\right)_м = \left(\frac{p - p_\infty}{\rho v_\infty^2/2}\right)_н = \mathrm{Eu}, \quad (138)$$

где p и p_∞ — величины давления в сходственных точках в невозмущенных потоках модели и натурной турбины соответственно; $v_{\infty м}$ и $v_{\infty н}$ — величины скоростей в невозмущенных потоках модели и турбины. Таким образом, равенство чисел Eu обеспечивает, в частности, подобие эпюр распределения давления на лопастях геометрически подобных рабочих колес.

4. В § 11 сказано, что абсолютный поток в турбине является неустановившимся. Ускорение в таком потоке является функцией координат и времени:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial v}{\partial x}\frac{dx}{dt} + \frac{\partial v}{\partial y}\frac{dy}{dt} + \frac{\partial v}{\partial z}\frac{dz}{dt} = \frac{\partial v}{\partial t} + v_x\frac{\partial v}{\partial x} + v_y\frac{\partial v}{\partial y} + v_z\frac{\partial v}{\partial z},$$

где $\frac{\partial v}{\partial t}$ — локальное ускорение в рассматриваемой точке неустановившегося потока; $v_x\frac{\partial v}{\partial x} + v_y\frac{\partial v}{\partial y} + v_z\frac{\partial v}{\partial z}$ — конвективное ускорение частицы благодаря изменению ее координат при движении в потоке.

Для обеспечения подобия двух неустановившихся потоков отношение конвективной и локальной удельных сил инерции в сходственных точках должно быть одинаковым:

$$\left(\frac{v_x\frac{\partial v}{\partial x} + v_y\frac{\partial v}{\partial y} + v_z\frac{\partial v}{\partial z}}{\partial v/\partial t}\right)_м = \left(\frac{v_x\frac{\partial v}{\partial x} + v_y\frac{\partial v}{\partial y} + v_z\frac{\partial v}{\partial z}}{\partial v/\partial t}\right)_н. \quad (139)$$

Перейдем от величин, относящихся к движущейся частице, к параметрам, характерным для потока в целом. В соответствии с кинематическим подобием двух потоков компоненты скорости пропорциональны самой скорости:

$$v_x, \ v_y, \ v_z \backsim v.$$

Из условия существования геометрического и кинематического подобия следует, что

$$\frac{\partial v}{\partial x}, \ \frac{\partial v}{\partial y}, \ \frac{\partial v}{\partial z} \backsim \frac{v}{L} \backsim \frac{v}{D_1}.$$

В свою очередь, $\frac{\partial v}{dt} \backsim \frac{v}{T}$, где T — характерный промежуток времени, например время одного оборота рабочего колеса.

В точках потока через рабочее колесо, фиксированных относительно абсолютной системы координат, параметры потока периодически повторяются с интервалом времени $T = \frac{1}{n}$, где n — частота вращения рабочего колеса. Подставив в исходное уравнение (139) величины, характерные для потока, получим

$$\left(\frac{\frac{v^2}{D_1}}{\frac{v}{T}}\right)_м = \left(\frac{\frac{v^2}{D_1}}{\frac{v}{T}}\right)_н,$$

или

$$\left(\frac{vT}{D_1}\right)_м = \left(\frac{vT}{D_1}\right)_н. \qquad (140)$$

Для неустановившихся периодических потоков в геометрически подобных модели и натурной турбине равенство чисел Струхаля (140) обязательно.

§ 20. Приведенные величины

Некоторые объективные причины не позволяют обеспечить полного подобия потоков модели и натурной турбины. Так как диаметр рабочего колеса модели и напор ее испытания обычно меньше, чем у натурной гидротурбины, число Рейнольдса $Re_м$ потока модели меньше $Re_н$ потока в натурной гидротурбине в 50—100 раз. Имеются также отступления в геометрическом подобии модели и натуры, а именно: относительная шероховатость Δ/D_1 модели больше, чем натурной турбины; относительные зазоры между рабочим колесом и неподвижными элементами и их конфигурации на модели и натурной турбине разные. Кроме того, одновременное обеспечение подобия потоков по числам Re и Fr при использовании одной и той же рабочей среды невозможно. Для обеспечения равенства чисел $Re = \frac{vD_1}{\nu} = idem$ в потоках модели и натурной турбины необходимо, чтобы скорости потока модели были больше натурных $v_м > v_н$, так как $D_{1м} < D_{1н}$. С другой стороны, подобие потоков по числу Фруда (137) означает, что $v_м < v_н$, так как $D_{1м} < D_{1н}$. Чтобы обеспечить минимальное отличие чисел Re потоков модели и натуры, модельные испытания проводят при максимально возможных напорах $H_м \leqslant H_н$. С другой стороны, подобие по числу Фруда требует испытания модели при напорах $H_м < H_н$. Таким образом, обеспечение полного динамического подобия потоков невозможно.

В связи с этим на практике стремятся обеспечить подобие только по тем силам, которые являются определяющими в рассматриваемых потоках. Так, например, при испытании моделей низконапорных осевых гидротурбин, размеры натурных рабочих колес (D_1, *м*) которых сопоставимы с величинами напоров (H*м*) на турбине, действием сил тяжести пренебрегать нельзя. В данном случае подобие по числу Фруда является обязательным.

Энергетические и кавитационные характеристики гидротурбины существенно зависят от характера распределения давления на лопастях рабочего колеса. Подобие эпюр давления на обтекаемых потоками поверхностях геометрически подобных модели и натурной турбины возможно в том случае, если обеспечено равенство чисел Эйлера Eu и Струхаля Sh. В практике гидротурбостроения принято критерий подобия Eu выражать через комбинацию величин, характеризующих режим работы (расход Q, напор H) и диаметр D_1 турбины

$$Eu \simeq \frac{p}{\rho v^2} \simeq \frac{\gamma H \pi^2 D_1^4}{16 \rho Q^2} \simeq \frac{g}{(Q_1')^2}, \qquad (141)$$

где v — средняя характерная скорость потока в рабочем колесе.

Величина

$$Q_1' = \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H}}, \quad м^{1/2}/с, \qquad (142)$$

называемая приведенным расходом (условно принята размерность в *л/с*), характеризует пропускную способность гидротурбины. *Приведенный расход* численно равен расходу через такую геометрически подобную гидротурбину, которая имеет диаметр $D_1 = 1$ *м* и работает при напоре $H = 1$ *м*. Следовательно, обеспечение на изогональных режимах модели и натурной турбины равных значений Q_1', *л/с*, равнозначно выполнению подобия по числу Eu.

Другим важным критерием подобия гидротурбин является число Струхаля, учитывающее действие инерционных сил в неустановившихся потоках. Число Sh может быть выражено через такие параметры турбин, как частота вращения рабочего колеса n, *об/мин*, диаметр D_1 и напор H:

$$Sh = \frac{vT}{D_1} = \frac{\sqrt{2gH} \cdot 60}{D_1 n} \simeq \frac{\sqrt{g}\sqrt{H}}{nD_1} \simeq \frac{\sqrt{g}}{n_1'}. \qquad (143)$$

Величина

$$n_1' = \frac{nD_1}{\sqrt{H}}, \quad м^{1/2}/с, \qquad (144)$$

называется *приведенным числом оборотов* и численно равна числу оборотов геометрически подобной турбины диаметром $D_1 = 1$ *м* при напоре $H = 1$ *м* (условная размерность — *об/мин*).

В практике обработки опытных данных моделей гидротурбин и их пересчета на натурные гидротурбины пользуются также другими приведенными величинами, например приведенной мощностью:

$$N_1' = \frac{N}{D_1^2 H \sqrt{H}}. \qquad (145)$$

Приведенные величины, определяемые в процессе испытания моделей, используют в таких целях: для определения расхода, частоты вращения, мощности и других величин серии геометрически подобных гидротурбин разных размеров, работающих при различных напорах; для сравнения между собой турбин, имеющих различную форму проточной части.

Отношения приведенных величин расхода и оборотов натурной гидротурбины и модели на изогональных режимах с учетом отличия их гидравлических КПД определяются по выражениям:

$$\left.\begin{aligned} \frac{Q'_{\text{Iн}}}{Q'_{\text{Iм}}} &= \sqrt{\frac{\eta_{\text{г. н}}}{\eta_{\text{г. м}}}}\,; \\ \frac{n'_{\text{Iн}}}{n'_{\text{Iм}}} &= \sqrt{\frac{\eta_{\text{г. н}}}{\eta_{\text{г. м}}}}\,, \end{aligned}\right\} \qquad (146)$$

где $\eta_{\text{г. н}}$ и $\eta_{\text{г. м}}$ — гидравлические КПД натурной турбины и модели. Пересчет данных испытаний модели (Q'_{I}, n'_{I}, η, σ) на геометрически подобную натурную турбину рассмотрен в главе III.

Если в формулы (142) и (144) подставить значение не полного, а полезно срабатываемого на турбине напора ($\eta_{\text{г}}H$), получим приведенные серийные величины. Эти величины равны для всей серии геометрически подобных турбин независимо от их размеров (отличием объемных потерь пренебрегаем) и могут быть вычислены при помощи следующих выражений:

$$\left.\begin{aligned} Q'^{*}_{\text{I}} &= \frac{Q}{D_1^2\sqrt{\eta_{\text{г}}H}}\,; \\ n'^{*}_{\text{I}} &= \frac{nD_1}{\sqrt{\eta_{\text{г}}H}}\,. \end{aligned}\right\} \qquad (147)$$

Для определения серийных приведенных величин необходимо замерить гидравлический момент на валу модели турбины и вычислить гидравлический КПД модели.

Соотношения (146) между приведенными величинами модели и натурной турбины справедливы при наличии полного подобия проточных частей. В практике возможны случаи некоторого отличия проточных частей модели и натурной турбины (например, спиральных камер или отсасывающих труб), что требует введения дополнительных экспериментальных поправок при пересчете характеристик модели на натурную гидротурбину.

§ 21. Характеристические коэффициенты гидротурбин

Как было отмечено ранее, в потоках подобных турбин треугольники скоростей в сходственных точках подобны. Из рассмотрения входного треугольника скоростей (рис. 32) на основании теоремы синусов

$$\frac{v_1}{\sin\beta_1} = \frac{u_1}{\sin[\pi-(\alpha_1+\beta_1)]} = \frac{w_1}{\sin\alpha_1}. \qquad (148)$$

Подставив в (148) значение $u_1 = \frac{\eta_{\text{г}}gH}{v_1\cos\alpha_1}$ из уравнения Л. Эйлера для нормального выхода потока из рабочего колеса, получим

$$\frac{v_1}{\sin\beta_1} = \frac{\eta_{\text{г}}gH}{v_1\cos\alpha_1\sin[\pi-(\alpha_1+\beta_1)]}.$$

Откуда

$$v_1 = K_{v_1}\sqrt{2g\eta_{\text{г}}H}. \qquad (149)$$

Аналогично, после подстановки в уравнение (148) значения $v_1 = \frac{\eta_{\text{г}}gH}{u_1\cos\alpha_1}$, получим

$$u_1 = K_{u_1}\sqrt{2g\eta_{\text{г}}H}. \qquad (150)$$

Величины K_{v_1} и K_{u_1}, называемые скоростными, или характеристическими коэффициентами на входе в рабочее колесо:

$$\left.\begin{aligned} K_{v_1} &= \sqrt{\frac{\sin\beta_1}{2\cos\alpha_1\sin[\pi-(\alpha_1+\beta_1)]}}\,; \\ K_{u_1} &= \sqrt{\frac{\sin[\pi-(\alpha_1+\beta_1)]}{2\sin\beta_1\cos\alpha_1}}\,. \end{aligned}\right\} \qquad (151)$$

Аналогично могут быть получены выражения для остальных скоростных коэффициентов K_w; K_{vm}; K_{v_u} на входе, а также на выходе из рабочего колеса. Из выражения (151) следует, что значения характеристических коэффициентов определяются формой лопастной системы и не зависят от размеров и напора турбины. Для серии геометрически подобных турбин на изогональных режимах работы скоростные коэффициенты равны (принимая $\eta_{\text{м}} \cong \eta_{\text{н}}$). Равенство характеристических коэффициентов модели и натурной турбины обеспечивает одинаковые значения их приведенных величин.

Между приведенными величинами и характеристическими коэффициентами существует определенная связь [22]. Из выражения для окружной скорости $K_{u_1}\sqrt{2\eta_{\text{г}}gH} = \frac{\pi D_1 n}{60}$ после подстановки значений $D_1 = 1$ *м* и $H = 1$ *м* получим

$$n'_{\text{I}} = \frac{60K_{u_1}\sqrt{2g\eta_{\text{г}}}}{\pi}. \qquad (152)$$

Можно также установить зависимости между расходом, мощностью и характеристическими коэффициентами турбины. Расход через рабочее колесо

$$Q_{\text{р. к}} = F_2K_{w_2}\sqrt{2g\eta_{\text{г}}H}, \qquad (153)$$

где $F_2 = \alpha D_1^2$ — площадь выходных каналов рабочего колеса; K_{w_2} — скоростной коэффициент относительной скорости на выходе из рабочего колеса.

Расход через турбину

$$Q_{\text{т}} = \frac{\alpha D_1^2K_{w_2}\sqrt{2g\eta_{\text{г}}H}}{\eta_0}, \qquad (154)$$

где η_0 — объемный КПД, учитывающий протечки воды в обход рабочего колеса.

Подставив в выражение (154) значения $D_1 = 1\ м$ и $H = 1\ м$, получим

$$Q'_I = \frac{\alpha K_{w_2} \sqrt{2g\eta_г}}{\eta_0}. \qquad (155)$$

Аналогично запишем выражение для приведенной мощности турбины:

$$N'_I = \frac{\gamma Q H \eta_г}{102 D_1^2 H \sqrt{H}} = \frac{\gamma Q'_I \eta_г}{102} = \frac{\gamma \alpha K_{w_2} \eta_г \sqrt{2g\eta_г}}{102\eta_0}. \qquad (156)$$

Выразим уравнения энергии гидротурбин (см. § 12) через характеристические коэффициенты. Уравнение энергии

$$\eta_г H = \frac{p_1 - p_2}{\gamma} + (z_1 - z_2) + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}$$

после деления каждого члена на $\eta_г H$ принимает вид

$$1 = \rho + K_{v_1}^2 + K_{v_2}^2. \qquad (157)$$

Уравнение Л. Эйлера для случая нормального выхода потока из рабочего колеса $\eta_г g H = v_{u_1} u_1$ после деления левой и правой частей на $\eta_г g H$ принимает такой вид:

$$1 = 2K_{u_1} K_{v_{u_1}}. \qquad (158)$$

Значения характеристических коэффициентов изготовленных гидротурбин (рис. 43) можно использовать при расчете новых рабочих колес различной быстроходности n_s.

Соотношения между параметрами подобных турбин при сохранении режима работы [13]. Из подобия треугольников скоростей в сходственных точках для двух геометрически подобных гидротурбин, работающих на изогональных режимах, следует:

$$\left.\begin{aligned} \frac{u_{1м}}{u_{1н}} &= \frac{(v_{m_1})_м}{(v_{m_1})_н} = \frac{w_{1м}}{w_{1н}}; \\ \frac{u_{2м}}{u_{2н}} &= \frac{(v_{m_2})_м}{(v_{m_2})_н} = \frac{w_{2м}}{w_{2н}}. \end{aligned}\right\} \qquad (159)$$

Отношения окружных и меридиональных скоростей модели и натурной турбины:

$$\frac{u_{1м}}{u_{1н}} = \frac{D_{1м} n_м}{D_{1н} n_н}; \qquad (160)$$

$$\frac{(v_{m1})_м}{(v_{m_1})_н} = \frac{Q_м (D_1 b_0)_н}{Q_н (D_1 b_0)_м} = \frac{Q_м D_{1н}^2}{Q_н D_{1м}^2}. \qquad (161)$$

После подстановки в уравнение (159) отношений скоростей (160) и (161) получаем

$$\frac{Q_н}{D_{1н}^3 n_н} = \frac{Q_м}{D_{1м}^3 n_м}. \qquad (162)$$

Таким образом, на изогональных режимах работы геометрически подобных турбин выполняется условие

$$\frac{Q}{D_{1н}^3 n} = \text{idem}. \qquad (163)$$

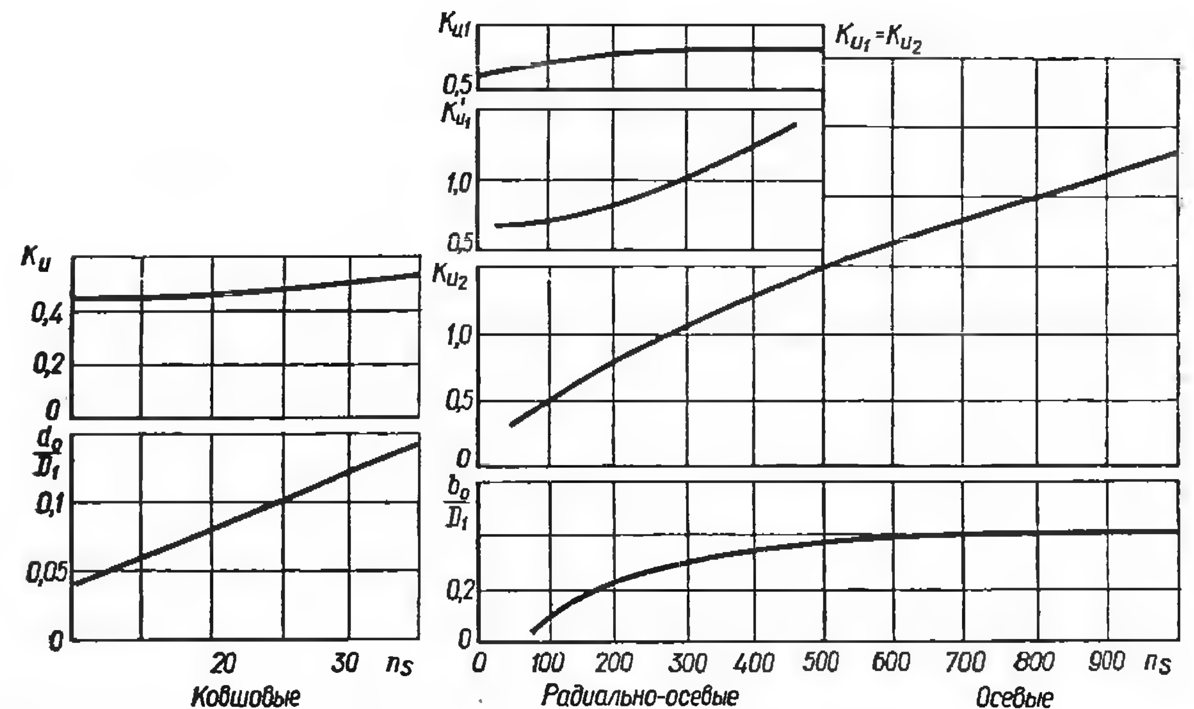


Рис. 43. Значения скоростных коэффициентов гидротурбин различной быстроходности.

Для одной и той же турбины ($D_1 = \text{const}$) на разных режимах работы

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{Q_1}{Q_2}$$

или

$$\frac{Q}{n} = \text{idem}. \qquad (164)$$

Отношение окружных скоростей двух подобных турбин, учитывая (150),

$$\frac{u_н}{u_м} = \frac{(D_1 n)_н}{(D_1 n)_м} = \sqrt{\frac{(\eta_г H)_н}{(\eta_г H)_м}}. \qquad (165)$$

Из выражения (165) находим связь между частотой вращения двух турбин, работающих на изогональном режиме:

$$\frac{n_н}{n_м} = \frac{D_{1м}}{D_{1н}} \sqrt{\frac{H_н}{H_м}} \sqrt{\frac{\eta_{г.\,н}}{\eta_{г.\,м}}}. \qquad (166)$$

Согласно выражению (154), отношение расходов двух геометрически подобных турбин

$$\frac{Q_н}{Q_м} = \frac{D_{1н}^2}{D_{1м}^2}\sqrt{\frac{H_н}{H_м}}\sqrt{\frac{\eta_{г.н}}{\eta_{г.м}}}. \qquad (167)$$

Имея в виду, что мощность турбины $N = \frac{\gamma QH\eta}{102}$, находим отношение мощностей:

$$\frac{N_н}{N_м} = \frac{D_{1н}^2}{D_{1м}^2}\frac{H_н}{H_м}\cdot\sqrt{\frac{H_н}{H_м}\frac{\eta_н}{\eta_м}}\sqrt{\frac{\eta_н}{\eta_м}}. \qquad (168)$$

Принимая $D_{1м} = 1$ *м* и $H_м = 1$ *м*, при помощи зависимостей (166), (167) и (168) определяем параметры натурной гидротурбины, выраженные через приведенные величины модели:

$$n_н = \frac{n_I'\sqrt{H_н}}{D_{1н}}\sqrt{\frac{\eta_н}{\eta_м}}; \qquad (169)$$

$$Q_н = Q_I' D_{1н}^2\sqrt{H_н}\sqrt{\frac{\eta_н}{\eta_м}}; \qquad (170)$$

$$N_н = 9{,}81 D_{1н}^2 Q_I' \eta_н\sqrt{\frac{\eta_н}{\eta_м}}H_н\sqrt{H_н}. \qquad (171)$$

В первом приближении, полагая $\eta_м = \eta_н$, получаем

$$n_н = \frac{n_I'\sqrt{H_н}}{D_{1н}}; \qquad (172)$$

$$Q_н = Q_I' D_{1н}^2\sqrt{H_н}; \qquad (173)$$

$$N_н = 9{,}81 D_{1н}^2 Q_I^1 H_н\sqrt{H_н}\eta_н. \qquad (174)$$

Определение параметров натурной гидротурбины по данным испытаний модели выполняем с учетом отличия КПД и приведенных величин модельной и натурной гидротурбин (см. §§ 45, 46). Значения приведенных величин расхода и частоты вращения для натурной турбины:

$$Q_{Iн}' = Q_{Iм}' + \Delta Q_I'; \qquad (175)$$

$$n_{Iн}' = n_{Iм}' + \Delta n_I'. \qquad (176)$$

Поправки $\Delta Q_I'$ и $\Delta n_I'$ вычисляют при помощи выражений:

$$\Delta Q_I' = Q_{I\,опт}'\left(\sqrt{\frac{\eta_н}{\eta_м}} - 1\right); \qquad (177)$$

$$\Delta n_I' = n_{I\,опт}'\left(\sqrt{\frac{\eta_н}{\eta_м}} - 1\right). \qquad (178)$$

§ 22. Коэффициент быстроходности и классификация гидротурбин по быстроходности

При проектировании и исследовании гидротурбин пользуются критерием, который одновременно объединяет такие параметры турбины, как частота вращения, мощность и напор. Этот суммарный показатель, называемый *коэффициентом быстроходности* n_s, служит для сравнения между собой различных систем гидротурбин и типов рабочих колес [18; 22]. Коэффициент быстроходности (или просто быстроходность) численно равен частоте вращения в минуту геометрически подобной турбины данной серии, которая имеет такие размеры, что при напоре $H = 1$ *м* она развивает мощность $N = 1$ *л. с.* Выражение коэффициента быстроходности можно получить, используя зависимости (166) и (168). В первом приближении полагаем, что полные КПД гидротурбин данной серии одинаковы. Подставив в зависимость (168) отношение $\frac{D_{1н}}{D_{1м}} = \frac{n_м}{n_н}\sqrt{\frac{H_н}{H_м}}$ из уравнения (166), получаем

$$\frac{N_н}{N_м} = \frac{n_н^2 H_н^2\sqrt{H_н}}{n_м^2 H_м^2\sqrt{H_м}}. \qquad (179)$$

Откуда

$$\frac{n_м^2}{n_н^2} = \frac{N_н H_м^2\sqrt{H_м}}{N_м H_н^2\sqrt{H_н}}. \qquad (180)$$

Согласно определению коэффициента быстроходности при $H_м = 1$ *м* и $N_м = 1$ *л. с.* $n_м = n_s$. Преобразуя зависимость (179), получаем выражение для коэффициента быстроходности

$$n_s = \frac{n\sqrt{N_{л.с.}}}{H\sqrt[4]{H}}. \qquad (181)$$

В том случае, если мощность турбины задана в киловаттах, уравнение (181) принимает вид

$$n_s = \frac{1{,}16n\sqrt{N_{квт}}}{H\sqrt[4]{H}}. \qquad (182)$$

Величина n_s может быть определена в различной системе единиц.

Выражения (181) и (182) содержат основные параметры, на которые проектируют гидротурбину. В соответствии с найденным значением n_s выбирают соответствующий тип турбины, наиболее подходящий для заданных условий. Величину коэффициента быстроходности гидротурбины можно выразить также через приведенные величины, выполнив некоторые преобразования уравнения (181):

$$\left.\begin{aligned} n_s &= \frac{nD_1}{\sqrt{H}}\frac{\sqrt{N_{л.с.}}}{D_1\sqrt{H}\sqrt[4]{H}} = n_I'\sqrt{\frac{\gamma QH\eta}{75D_1^2 H\sqrt{H}}};\\ n_s &= 3{,}65n_I'\sqrt{Q_I'\eta}. \end{aligned}\right\} \qquad (183)$$

При изменении режима работы турбины приведенные величины меняются. Поэтому для сравнения турбин различных систем или типов рабочих колес вычисление n_s надо проводить для одинаковых режимов работы. Значения коэффициента быстроходности могут быть вычислены для оптимального режима работы турбины и режима номинальной (расчетной) мощности.

В практике отечественного гидротурбостроения величину n_s чаще определяют для режима номинальной мощности турбины. Поскольку величина n_s одновременно характеризует частоту вращения и про-

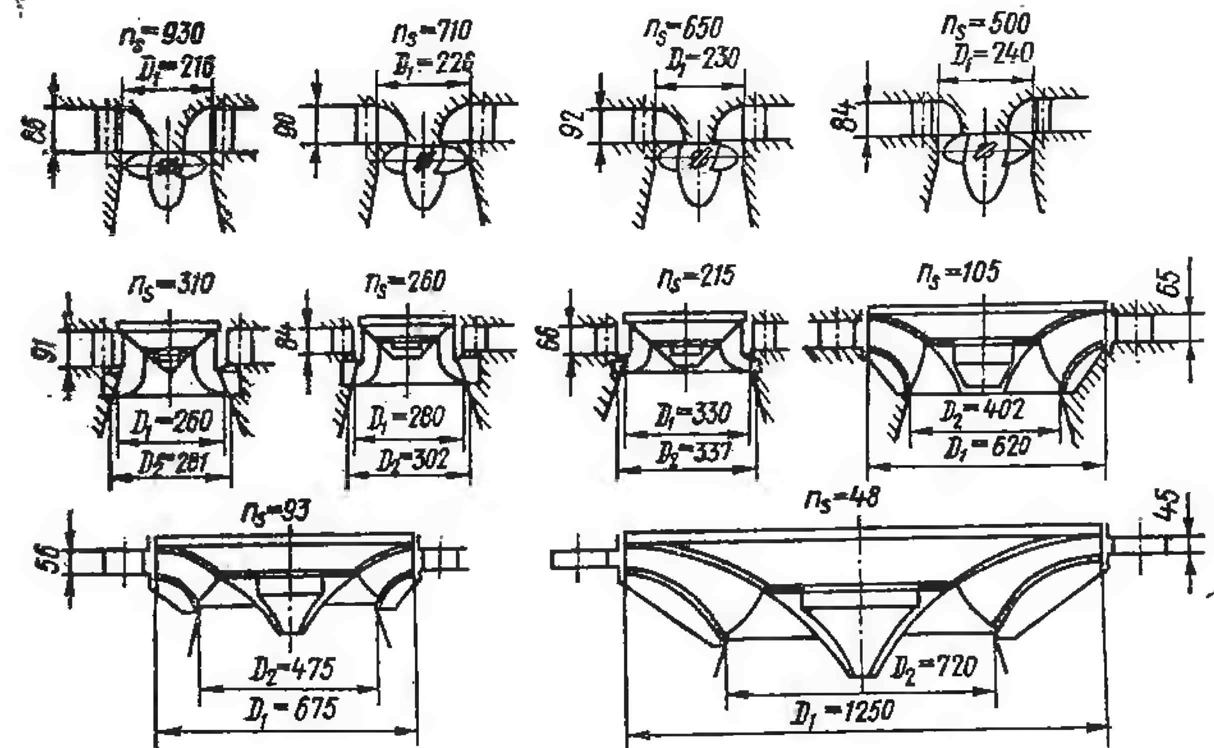


Рис. 44. Форма и размеры рабочих колес гидротурбин различной быстроходности при $N = 1$ *л. с.* и $H = 1$ *м*.

пускную способность, гидротурбины разной быстроходности различаются между собой формой проточной части и прежде всего рабочих колес. При увеличении быстроходности размеры турбины уменьшаются (рис. 44). Поэтому при проектировании гидротурбины следует выбрать такой тип рабочего колеса и значение n_s на расчетном режиме, чтобы размеры и вес гидроагрегата были наименьшими.

Из выражения (183) следует, что увеличение быстроходности турбины может быть достигнуто за счет роста приведенных оборотов и расхода. Целесообразнее увеличить n_s за счет большей пропускной способности турбины, так как при этом ее диаметр (при одной и той же мощности) меньше, а частота вращения остается такой же, как у турбины равной быстроходности, но имеющей большее значение n'_1 (см. уравнения 169 и 171). Таким образом, возможно создание гидротурбин одной и той же быстроходности, но с различными формами проточной части и характеристиками.

Коэффициенты быстроходности двух геометрически подобных гидротурбин разных размеров на изогональных режимах работы не равны вследствие отличия их КПД. Рассматривая отношения (180) с учетом отличия КПД модельной и натурной гидротурбин и принимая во внимание уравнения (166) и (168), приходим к выводу, что быстроходность натурной турбины больше:

$$n_{s\,\text{н}} = n_{s\,\text{м}} \left(\frac{\eta_\text{н}}{\eta_\text{м}} \right)^{5/4}. \tag{184}$$

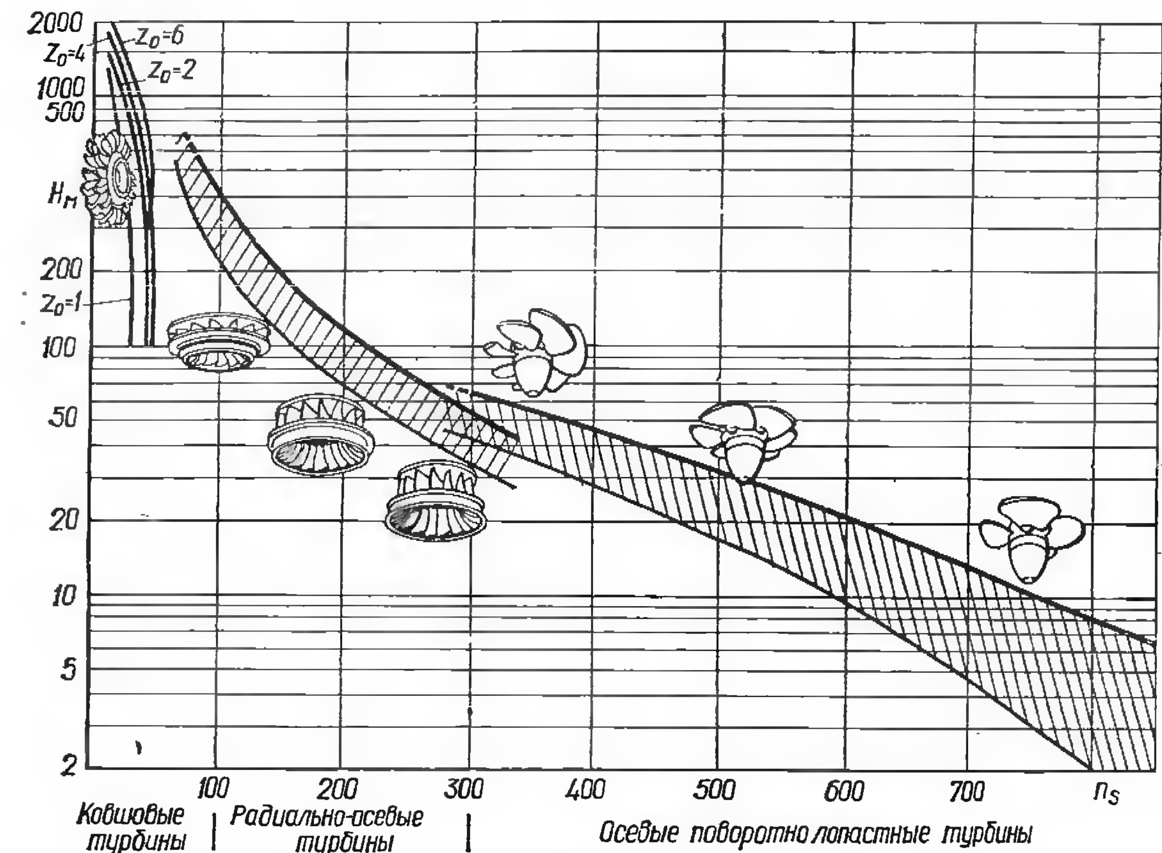


Рис. 45. Применение гидротурбин на различные напоры.

Существует следующая классификация гидротурбин в зависимости от величины n_s: тихоходные, нормальной быстроходности, быстроходные. Численные значения n_s для каждого класса и системы турбин разные и зависят от типа рабочего колеса (табл. 3).

Таблица 3. **Классификация гидротурбин по быстроходности**

Тип турбины	Диапазон напоров H, *м*	Быстроходность n_s турбин		
		Тихоходные	Нормальные	Быстроходные
Ковшовые	300—2000	4—15 ($z_0 = 1 \div 2$)	15—25 ($z_0 = 2 \div 4$)	25—60 ($z_0 = 5 \div 6$)
Радиально-осевые	40—700	80—150	150—250	150—450
Диагональные	30—200	230—280	280—340	340—500
Осевые	3—80	350—450	450—650	650—1100

Таблица 4. **Геометрические и гидравлические параметры гидротурбин различной быстроходности**

Быстроходность турбин	Диапазон напоров $H_{max}-H_{min}$, м	Относительная высота направляющего аппарата $\frac{b_0}{D_1}$	Отношение диаметров рабочего колеса $\frac{D_2}{D_1}$	Втулочное отношение $\frac{d_{вт}}{D_1}$	Число лопастей рабочего колеса z	Угол наклона лопастей к оси турбины θ	Приведенный расход Q_1', л/с	Приведенные обороты n_1', об/мин
Радиально-осевые турбины								
Тихоходные	700—300	0,06—0,16	0,6—1		13—21		150—500	55—60
Нормальные	300—150	0,16—0,25	0,9—1,1		13—19		500—1000	60—70
Быстроходные	150—40	0,25—0,35	1,0—1,2		11—15		1000—1400	70—90
Диагональные								
Тихоходные	200—120	0,2 —0,225		0,7 —0,8	14	30	800—900	80—90
Нормальные	120—60	0,25—0,32		0,55—0,65	10—12	45	1000—1100	90—100
Быстроходные	60—30	0,3 —0,375		0,35—0,56	6—8	60	1100—1200	105—110
Осевые вертикальные и капсульные турбины								
Тихоходные	80—50	0,35 —0,375		0,6 —0,5	8—10		800—1000	100—110
Нормальные	50—20	0,375—0,4		0,5 —0,45	6—7		1000—1500	110—120
Быстроходные	20—3	0,4 —0,45		0,45—0,32	3—4		1500—2800	120—200

Параметры гидротурбин различной быстроходности приведены в табл. 4. Области их применения по напорам и быстроходности (рекомендации «Фойт») представлены на рис. 45. Применение различных типов рабочих колес в зависимости от напора определяется не только гидравлическими, но и прочностными характеристиками гидротурбины и генератора. В гидротурбостроении наблюдается постоянная тенденция повышения быстроходности гидротурбин с целью улучшения их технико-экономических показателей.

Глава III. ПОТЕРИ ЭНЕРГИИ В ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ТУРБИНАХ

§ 23. Виды потерь энергии и КПД гидротурбины

Процесс преобразования гидравлической энергии потока в механическую энергию на валу гидротурбины неизбежно связан с потерями энергии. Подводимая к турбине мощность потока

$$N = 9{,}81QH,\ квт. \qquad (185)$$

Мощность, развиваемая турбиной (эффективная)

$$N_{эф} = 9{,}81QH\eta,\ квт. \qquad (186)$$

Из-за наличия потерь энергии в турбине эффективная мощность меньше подводимой. Энергетические качества турбины характеризуются ее полным КПД

$$\eta = \frac{N_{эф}}{N} = \frac{M\omega}{\gamma QH}, \qquad (187)$$

который представляет собой отношение мощности, развиваемой турбиной (эффективной мощности), к мощности подводимой (мощности потока на входе в турбину).

Полная потеря мощности потока

$$\Delta N = N - N_{эф} = (1 - \eta) N. \qquad (188)$$

Ее относительная величина

$$\zeta = \frac{\Delta N}{N} = 1 - \eta. \qquad (189)$$

Величина потерь энергии зависит от типа гидротурбины, ее размеров и режима работы. Мощные реактивные гидротурбины на оптимальном режиме работы имеют КПД $\eta = 92 \div 95\%$, а на режиме номинальной мощности $\eta = 90 \div 92\%$. КПД ковшовых турбин несколько меньше ($\eta = 90 \div 91\%$). Таким образом, гидравлические турбины представляют собой совершенные первичные двигатели, однако проблема дальнейшего повышения их энергетических показателей, особенно на нерасчетных режимах, остается очень важной, так как даже небольшое увеличение КПД турбины приводит к существенному возрастанию ее мощности и выработки энергии. КПД гидроагрегата влияет на стоимость энергетического оборудо-

вания и экономичность работы всей ГЭС. Чтобы добиться дальнейшего улучшения энергетических характеристик гидротурбины, необходимо прежде всего исследовать элементы ее проточной части с целью определения мест наибольших потерь энергии и выяснения природы их возникновения. С другой стороны, исследование потерь энергии в подобных гидравлических турбинах различных размеров имеет большое значение для уточнения методики пересчета основных показателей модели на натурную турбину. Правильное назначение параметров и режимов работы натурной гидротурбины на основании данных испытания модели позволяет обеспечить ее экономичную эксплуатацию.

В гидротурбинах различают следующие виды потерь энергии [7; 18; 22; 26]: гидравлические, объемные, дисковые и механические.

Гидравлические потери. В процессе преобразования энергии потока в энергию на валу турбины часть h располагаемого напора H расходуется на преодоление различных гидравлических сопротивлений (трение внутри жидкости и о стенки проточной части, вихреобразования при обтекании потоком элементов проточной части и др.). В результате напор, полезно используемый турбиной, равен $H - h$.

Объемные потери. В проточной части турбины не весь расход участвует в процессе преобразования энергии. Например, в реактивных гидротурбинах часть воды протекает через зазоры между вращающимся рабочим колесом и сопряженными элементами. Протечки q полезной работы не совершают и характеризуют объемные потери.

Дисковые потери. При вращении рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины часть энергии подводимого потока $\Delta N_д$ теряется на преодоление трения наружных поверхностей ободов рабочего колеса и его уплотнений о воду, а также на вращение воды в пазухах между рабочим колесом и неподвижными элементами.

Механические потери представляют собою часть энергии $\Delta N_{мех}$, теряемой на преодоление трения в направляющем подшипнике гидротурбины, подпятнике (половина потерь в упорном подшипнике относится на долю генератора), уплотнениях вала, а также на привод механизмов, связанных с валом гидротурбины.

Таким образом, полезная мощность турбины с учетом перечисленных потерь

$$N_{эф} = 9{,}81QH\eta_г\eta_0\eta_д\eta_{мех}, \qquad (190)$$

где Q — расход на входе в турбинную камеру; H — напор нетто гидротурбины.

С другой стороны, согласно общему определению турбины как первичного двигателя полезную мощность турбины можно вычислить при помощи выражения (186).

Из сопоставления выражений (186) и (190) следует, что полный КПД турбины

$$\eta = \eta_г\eta_0\eta_д\eta_{мех}. \qquad (191)$$

На основании вышеизложенного определяют составляющие полного КПД турбины:

гидравлический

$$\eta_г = \frac{H - h}{H}; \qquad (192)$$

объемный

$$\eta_0 = \frac{Q - q}{Q}; \qquad (193)$$

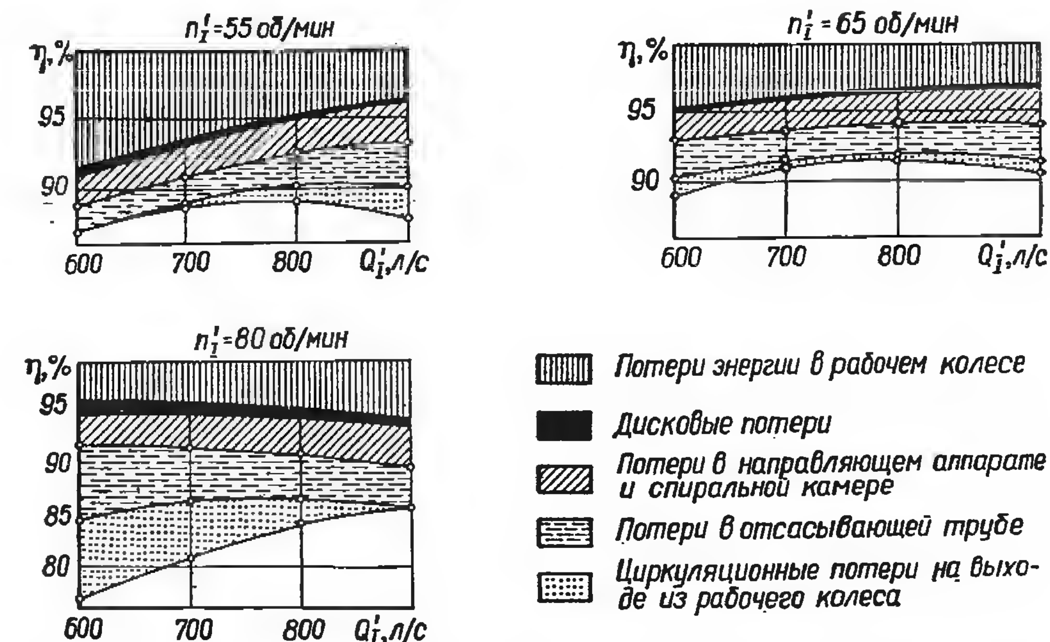


Рис. 46. Баланс энергии быстроходной радиально-осевой гидротурбины.

дисковый

$$\eta_д = \frac{N_{эф}}{N_г + \Delta N_д}; \qquad (194)$$

механический

$$\eta_{мех} = \frac{N_{эф}}{N_г + \Delta N_{мех}}, \qquad (195)$$

где $N_г$ — гидравлическая мощность турбины, которая определяется по формуле

$$N_г = 9{,}81QH\eta_г\eta_0. \qquad (196)$$

Значения гидравлического, объемного, дискового и механического КПД зависят от типа, конструкции и быстроходности турбины, а также от режима ее работы. Соотношение между различными потерями в турбине [7] может быть представлено при помощи ее балансовой характеристики (рис. 46).

§ 24. Гидравлические потери энергии

В гидротурбинах гидравлические потери по природе происхождения можно классифицировать следующим образом: *путевые* и *вихревые* — эти потери входят в состав внутренних потерь, которые вызваны вязкостью потока и его структурой; *выходные потери* — потери кинетической энергии на выходе из отсасывающей трубы.

С другой стороны, гидравлические потери энергии в реактивной турбине можно классифицировать по месту их происхождения на гидравлические потери в *турбинной камере и статоре* $\zeta_{подв}$, *направляющем аппарате* $\zeta_{н.а}$, *рабочем колесе* $\zeta_{р.к}$ и *отсасывающей трубе* $\zeta_{отс}$. Полные относительные гидравлические потери энергии турбины равны сумме потерь в элементах проточной части

$$\zeta = 1 - \eta_г = \zeta_{подв} + \zeta_{н.\,а} + \zeta_{р.\,к} + \zeta_{отс}. \qquad (197)$$

Предполагают, что потери энергии в турбинной камере вызваны гидравлическими сопротивлениями по длине, и их подсчет основан на соответствующих формулах гидравлики (см. § 70).

Потери энергии в решетках направляющего аппарата и рабочего колеса складываются из профильных потерь, вихревых потерь на удар при входе и концевых потерь на выходе из решетки.

Профильные потери представляют собой потери трения и давления при обтекании профилей решетки плоским двумерным потоком вязкой жидкости [7; 20].

Так как решетки направляющего аппарата и рабочего колеса обтекаются пространственным потоком, потери энергии в них возрастают из-за наличия вторичных течений. *Концевые потери* включают в себя потери на образование индуктивных вихрей на концах лопаток и лопастей, вторичных движений и потери на перемещение пограничного слоя, особенно во вращающейся лопастной системе рабочего колеса [7; 28]. Методы определения профильных и циркуляционных потерь в решетках рабочих колес и направляющих аппаратов изложены ниже (см. главы VI; VII; X).

Наряду с выражением (192) гидравлический КПД турбины может быть представлен как отношение гидравлической мощности, развиваемой рабочим колесом, к мощности потока, проходящего через рабочее колесо:

$$\eta_г = \frac{N_{р.\,к}}{\gamma Q_{р.\,к} H} = \frac{\gamma Q_{р.\,к} H_{р.\,к} \eta_{р.\,к}}{\gamma Q_{р.\,к} H}. \qquad (198)$$

Откуда

$$\eta_г H = \eta_{р.\,к} H_{р.\,к}, \qquad (199)$$

где $\eta_г$, $\eta_{р.\,к}$ — гидравлические КПД турбины и рабочего колеса; H, $H_{р.\,к}$ — напоры на турбине и рабочем колесе.

Гидравлические потери энергии по длине и вихревые потери имеют различную природу и по-разному изменяются при переходе от одного режима к другому. Рассмотрим их пересчет с модели на геометрически подобную натурную турбину при помощи формул первой группы (см. § 28). В данном случае потери на трение в гидравлических турбинах вычисляют упрощенно, аналогично определению потерь в прямых трубах:

$$h_{п.\,д} = \lambda \frac{l}{D_1} \frac{v^2}{2g}. \qquad (200)$$

Относительные путевые потери

$$\zeta_{п.\,д} = \frac{h_{п.\,д}}{H} = \lambda \frac{l}{D_1} \frac{v^2}{2gH}. \qquad (201)$$

Так как при выполнении геометрического и кинематического подобия модельной и натурной гидротурбин обеспечивается выполнение условий

$$\frac{l}{D_1} = \mathrm{const}; \quad \frac{v^2}{2gH} = \mathrm{idem},$$

то отношение их относительных путевых потерь равно отношению их коэффициентов потерь по длине:

$$\frac{(\zeta_{п.\,д})_н}{(\zeta_{п.\,д})_м} = \frac{\lambda_н}{\lambda_м} = \delta. \qquad (202)$$

Отличие относительных потерь по длине натурной турбины и ее модели объясняется разными значениями их коэффициентов потерь по длине. Действительно, натурная турбина имеет значительно большие размеры $D_{1н}$ по сравнению с моделью, поэтому относительная шероховатость обтекаемых потоком поверхностей у натурной турбины меньше, чем у модели. Модельные и натурные гидротурбины работают в зоне развитой турбулентности ($\mathrm{Re} \gg 10^6$). Как известно, при таких значениях Re коэффициент потерь по длине зависит только от относительной шероховатости обтекаемых поверхностей $\lambda = f(\Delta/D_1)$, которая меньше у натурной турбины. Поэтому в зоне автомодельности $\lambda_н < \lambda_м$; следовательно, согласно (202) на изогональных режимах относительные потери натурной турбины меньше, чем модели. Определив относительные путевые потери модели, можно вычислить потери натурной турбины:

$$(\zeta_{п.\,д})_н = (\zeta_{п.\,д})_м \frac{\lambda_н}{\lambda_м} = (\zeta_{п.\,д})_м \delta. \qquad (203)$$

Коэффициент пересчета потерь δ может быть определен после вычисления соответствующих величин λ при помощи известных формул гидравлики, которые пригодны для определения потерь только в прямых цилиндрических трубах. Так как проточная часть гидротурбины состоит из сложных криволинейных каналов, то для определения коэффициента пересчета потерь используют эмпирическую зависимость, полученную на основании данных испытаний

подобных модельных и натурных гидротурбин радиально-осевого типа:

$$\delta = \frac{(\zeta_{п.д})_н}{(\zeta_{п.д})_м} = \sqrt[n]{\frac{D_{1м}}{D_{1н}}}. \quad (204)$$

По известным значениям относительных путевых потерь модели известных размеров, пользуясь зависимостями (203) и (204), определяют КПД натурной турбины:

$$1 - \eta_н = (1 - \eta_м) \sqrt[n]{\frac{D_{1м}}{D_{1н}}}. \quad (205)$$

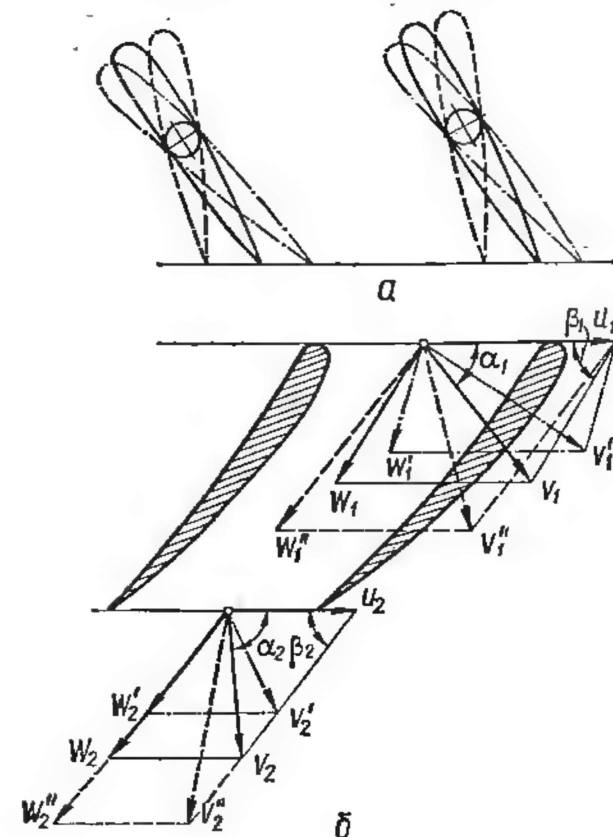


Рис. 47. Потери на удар на входе в рабочее колесо радиально-осевой гидротурбины: *а* — вход на рабочее колесо; *б* — выход из рабочего колеса.

Формула (205) получена в предположении, что все потери в гидротурбине являются потерями по длине.

Вихревые потери в гидротурбине вызваны отрывом пограничного слоя от обтекаемых поверхностей и образованием вихрей при движении воды в турбинной камере, направляющем аппарате, рабочем колесе и отсасывающей трубе. Наибольшее вихреобразование в потоке имеет место на входе и выходе из рабочего колеса и в отсасывающей трубе, особенно на нерасчетных режимах. Соотношение между вихревыми потерями в рабочем колесе и отсасывающей трубе существенно зависит от быстроходности турбины и режима работы. Потери на удар и концевые потери особенно велики в рабочих колесах с неповоротными лопастями. На рис. 47 изображены различные открытия направляющего аппарата при изменении расхода через турбину. При увеличении расхода абсолютная скорость на входе в рабочее колесо меняет величину и направление ($V_1'' > V_1$); при уменьшении расхода скорость падает ($V_1' < V_1$).

Из гидромеханики известно, что при обтекании крыла вязким потоком возникает сила лобового сопротивления [26]

$$P_x = \frac{1}{2} \rho C_x f v^2. \quad (206)$$

Для ее преодоления надо затратить часть напора

$$\bar{h}_в = C_x \left(\frac{f}{F}\right) \frac{v^2}{2gH}, \quad (207)$$

где $C_x = C_{x\,пр} + C_{xi}$ — коэффициент полного сопротивления крыла, равный сумме коэффициентов профильного $C_{x\,пр}$ и индуктивного C_{xi} сопротивлений; f и F — площади поперечного сечения профиля и потока.

Профильное сопротивление может быть определено при условии безотрывного обтекания решеток профилей. Индуктивное сопротивление возникает только при наличии переменной циркуляции по размаху лопасти и связано с образованием вихрей в потоке. Поскольку имеется множество причин, приводящих к переменности циркуляции вдоль лопасти, расчет потерь, вызванных индуктивным сопротивлением, весьма сложен и недостаточно разработан [7; 28].

Ниже приведено сопоставление относительных вихревых потерь модели и натурной гидротурбины. Образование вихрей в любом элементе проточной части вызывает вихревые потери, учитываемые коэффициентом сопротивления $C_{xв}$ (для рабочего колеса и направляющего аппарата $C_{xв} \simeq C_{xi}$). При этом относительная величина вихревых потерь

$$\zeta_в = C_{x\,в} \left(\frac{f}{F}\right) \frac{v^2}{2gH}. \quad (208)$$

Для подобных турбин на изогональных режимах работы выполняются условия

$$\left(\frac{f}{F}\right) = \left(\frac{D_{1м}}{D_{1н}}\right)^2 = \text{const}; \quad \frac{v^2}{2gH} = \text{idem}.$$

Следовательно, отношение относительных вихревых потерь натурной и модельной турбины можно записать:

$$\frac{(\zeta_в)_н}{(\zeta_в)_м} = \frac{(C_{x\,в})_н}{(C_{x\,в})_м}. \quad (209)$$

Согласно опытным данным, величина $C_{xв}$ при достаточно больших значениях чисел Re потоков не зависит от размеров обтекаемых тел и определяется только их формой. Таким образом, можно принять, что относительные вихревые потери модели и натурной турбины не зависят от их размеров и не подлежат пересчету, т. е.

$$(\zeta_в)_н = (\zeta_в)_м. \quad (210)$$

Из изложенного следует, что гидравлические потери в турбине состоят из *пересчитываемых потерь* по длине $h_{п.д}/H$ и *вихревых* (*кинетических*) потерь $1 - h_{п.д}/H$, которые не изменяются при переходе от модели к натурной гидротурбине и зависят от режима работы.

Принцип разделения гидравлических потерь на пересчитываемые и непересчитываемые лежит в основе применяемых в настоящее время формул определения КПД натурных турбин по данным испытаний подобных моделей (см. § 28).

§ 25. Объемные потери

Для увеличения КПД гидротурбины протечки воды в обход рабочего колеса (рис. 48) должны быть сведены к минимуму. В радиально-осевых гидротурбинах этого достигают при помощи установки специальных уплотнений на верхнем и нижнем ободах ра-

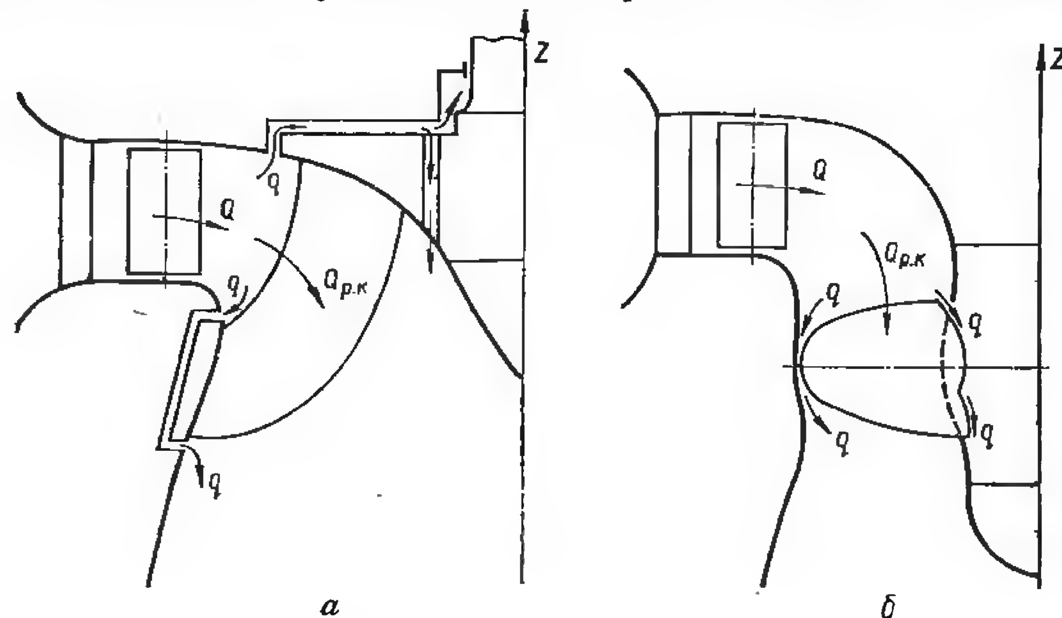


Рис. 48. Объемные протечки:
а — в радиально-осевой гидротурбине; *б* — в поворотнолопастной осевой гидротурбине.

бочего колеса. Для средне- и высоконапорных гидротурбин конструкции уплотнений сложнее, а их размеры больше. По мере усложнения уплотнений возрастают их гидравлические сопротивления и уменьшается коэффициент расхода μ (рис. 49). В поворотнолопастных турбинах протечки воды имеют место через зазоры между лопастями и втулкой рабочего колеса, а также между лопастями и камерой рабочего колеса. Для обеспечения минимальных зазоров при различных углах установки лопастей втулка и камера рабочего колеса выполняются сферической (или полусферической) формы. Величины суммарных зазоров между лопастями и камерой рабочего колеса рекомендуются в пределах $\Delta = (0{,}0005 \div 0{,}001)\, D_1$. В высоконапорных радиально-осевых гидротурбинах, где влияние объемных потерь на полный КПД еще больше, зазор между вращающимися и неподвижными элементами уплотнений должен быть минимально возможным ($1 \div 1{,}5$ *мм*). В связи с этим к технологии изготовления и сборке турбины, а также к конструкции ее направляющего подшипника предъявляются повышенные требования.

Величина объемного КПД определяется при помощи выражения (193):

$$\eta_0 = \frac{Q-q}{Q} = 1 - q/Q = 1 - \zeta_0,$$

где ζ_0 — относительные объемные потери. В зависимости от конструкции уплотнения ζ_0 принимается от 0,01 до 0,03, тогда объемный КПД $\eta_0 = 0{,}99 \div 0{,}97$. В процессе эксплуатации турбины уплотнения рабочего колеса изнашиваются и величина протечек увеличивается.

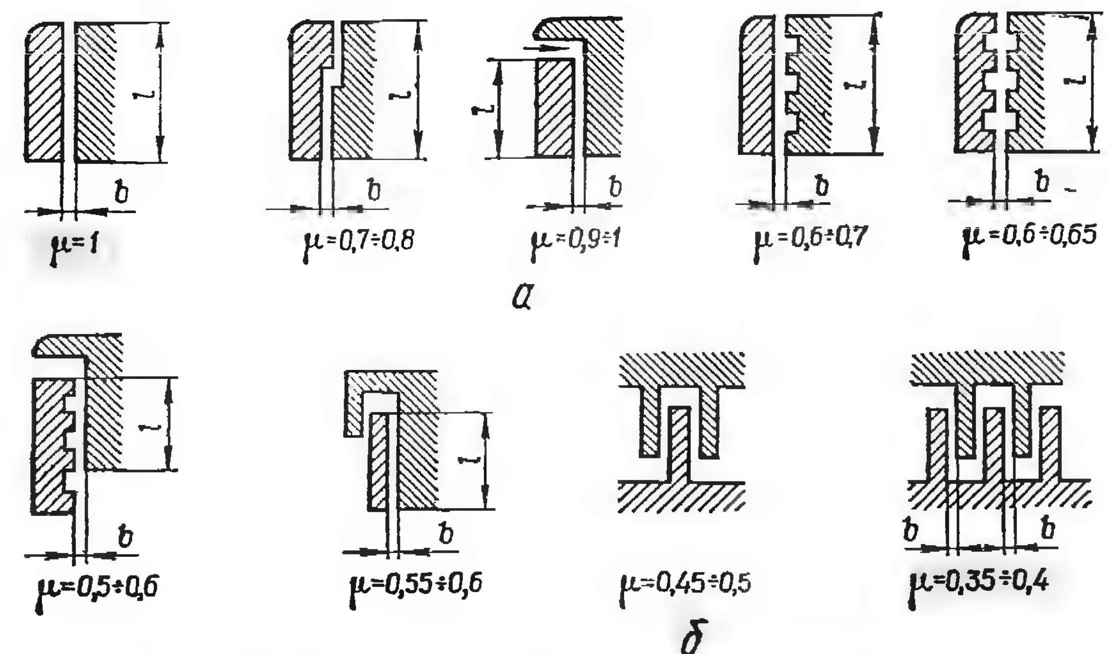


Рис. 49. Типы уплотнений рабочих колес радиально-осевых гидротурбин:
а — щелевые уплотнения; *б* — лабиринтные уплотнения.

Протечки через лабиринтное уплотнение радиально-осевой гидротурбины (рис. 49) определяются при помощи выражения:

$$q = \mu_1 F_1 \sqrt{2g\Delta h_1} = \mu_2 F_2 \sqrt{2g\Delta h_2} = \mu_n F_n \sqrt{2g\Delta h_n}, \tag{211}$$

где μ_1, μ_2, μ_n — коэффициенты расхода отдельных участков уплотнения; F_1, F_2, F_n — площади их поперечных сечений; Δh_1, Δh_2, Δh_n — напоры, срабатываемые на соответствующих участках уплотнения.

Трудность расчета заключается в определении величины коэффициента расхода μ уплотнения вращающегося рабочего колеса. Между коэффициентами расхода вращающегося уплотнения μ и неподвижного уплотнения μ_0 существует зависимость [11]:

$$\mu = \frac{\mu_0}{1 + 0{,}3K_2 - 0{,}004K_2^2}, \tag{212}$$

где $K_2 = u/v$ — коэффициент, учитывающий изменение сопротивления уплотнения при его вращении со скоростью u; v — скорость воды в зазоре.

Коэффициент расхода неподвижного уплотнения μ_0 вычисляют по формуле

$$\mu_0 = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda_l l_l}{2\Delta_l} + \zeta_0}}, \quad (213)$$

где $\lambda_l \frac{l_l}{2\Delta_l}$ — величина, характеризующая потери трения; ζ_0 — коэффициент местных потерь, зависящий от формы уплотнения и характера потока на входе и выходе из него; λ_l — коэффициент сопротивления участка уплотнения; l_l — длина того же участка; Δ_l — величина зазора.

Расход через уплотнение с учетом потерь на отдельных участках

$$q = \mu F \sqrt{2gh}, \quad (214)$$

где $h = \Delta h_1 + \Delta h_2 + \cdots + \Delta h_n$ — напор, срабатываемый во всем уплотнении, который можно выразить как разность давлений в потоке перед и за рабочим колесом.

Так как в выражении (211) значения величины μ первоначально не известны, задача по определению протечек решается методом последовательных приближений.

Практика расчетов показывает, что при увеличении высоты уплотнения объемные протечки уменьшаются; однако при этом возрастают потери мощности на трение в уплотнении, которые можно приближенно определить по формуле

$$\Delta N_{тр} = 736 \cdot 0{,}41 \cdot 10^{-6} l D^4 \omega^3, \ квт, \quad (215)$$

где l — высота уплотнения, *м*; D — диаметр расположения трущейся части уплотнения, *м*; ω — угловая скорость вращения рабочего колеса, $1/c$.

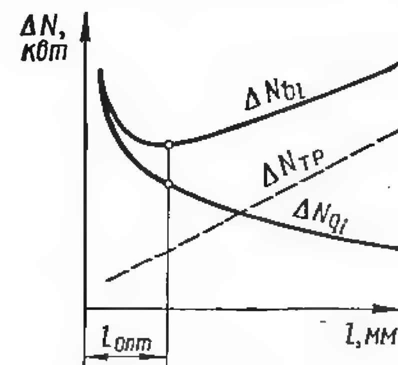


Рис. 50. К выбору оптимальной высоты уплотнения.

Чтобы выбрать оптимальную конструкцию лабиринта, определяют величины потерь мощности от утечек ΔN_{q_l} и дискового трения $\Delta N_{тр}$ в уплотнении для нескольких значений его высоты и зазора, а затем строят суммарную кривую $\Delta N_{b_l} = \Delta N_{q_l} + \Delta N_{тр} = f(l)$ и находят оптимальную высоту уплотнения $l_{опт}$, при которой сумма объемных и дисковых потерь минимальна (рис. 50).

Относительная величина объемных потерь зависит от быстроходности рабочего колеса. Действительно, согласно выражению (193), принимая $\Delta h \simeq H$, получают

$$\eta_0 = 1 - \frac{q}{Q} = 1 - \frac{\mu m D_1^2 \sqrt{2gH}}{Q} \simeq 1 - \frac{K_q}{Q_I'}, \quad (216)$$

где коэффициент $K_q = \frac{\mu\pi\sqrt{2g}}{4}$.

Из рассмотрения уравнения (216) следует, что объемный КПД тихоходной турбины меньше, чем быстроходной. У тихоходных гидротурбин в зависимости от режима работы объемные потери могут составлять довольно большую величину $\zeta_0 = 1{,}5 \div 3{,}5\%$.

В последние годы разработаны новые конструкции уплотнений, обеспечивающие минимальные объемные потери. Одна из таких конструкций, разработанных канадской фирмой «Доминион Инжинирин», предусматривает установку специальных подвижных кольцевых уплотнений (рис. 51). Перемещающиеся (утапливаемые) уплотнительные кольца *2*, сопрягаемые с верхним и нижним *1* ободами, обеспечивают минимальный зазор при различных условиях работы рабочего колеса. Уплотнительные кольца *2* Т-образной формы выполняются разрезными. Под воздействием давления воды, находящейся в пазухе между уплотнительным кольцом и нижним кольцом направляющего аппарата, секторы уплотнительного кольца прижимаются к буртам кольца *3* и обеспечивают минимальные зазоры между вращающимися ободами и уплотнительными кольцами. Если по каким-либо причинам рабочее колесо коснется уплотнительного кольца, последнее свободно утопает в пазу, обеспечивая минимальный зазор. Таким образом, повреждение уплотнительных колец исключено. Такая конструкция уплотнения позволяет обеспечить величину зазора, равную, примерно, одной трети нормального конструктивного зазора неподвижного уплотнения. Она обладает следующими преимуществами по сравнению с обычными конструкциями уплотнений: обеспечение требуемого зазора при необычных условиях работы рабочего колеса (например, поперечные вибрации ротора); уменьшение износа уплотнения и предотвращение выхода его из строя; минимальный зазор при нормальных условиях работы. Как показывают опытные исследования, увеличение КПД радиально-осевой гидротурбины в результате применения такого уплотнения составляет около 0,4%.

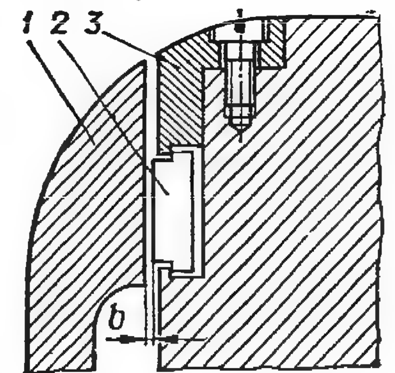


Рис. 51. Конструкция подвижного уплотнения рабочего колеса:
1 — нижний обод рабочего колеса; *2* — утапливаемое кольцо; *3* — нижнее кольцо направляющего аппарата.

§ 26. Дисковые потери

В радиально-осевых гидротурбинах ободы рабочего колеса соприкасаются с водой не только внутренними поверхностями, но и наружными. Кроме того, вода, находящаяся в зазорах между нижним и верхним ободами рабочего колеса и неподвижными элементами турбины, увлекается ободами во вращательное движение, на что также расходуется часть энергии, сообщаемой потоком рабочему колесу [11; 22]. Согласно опытным данным угловая скорость вращения воды в пазухах $\omega_1 = \omega\sqrt{K}$, где ω — угловая скорость

вращения рабочего колеса: $K = 0{,}25 \div 0{,}5$ — опытный коэффициент.

Для приближенного вычисления дисковых потерь можно воспользоваться эмпирической формулой насосостроения

$$\Delta N_{д} = \frac{6{,}1 \cdot 10^{-4}}{\sqrt[4]{\mathrm{Re}}} \rho l \omega^3 r^4, \qquad (217)$$

где $\mathrm{Re} = \frac{\omega r}{\nu}$ — число Рейнольдса потока в уплотнении; l, r — длина и радиус расположения уплотнений на ободах.

Величина дисковых потерь зависит от размеров, конфигурации ободов и чистоты их обработки. Для высоконапорных турбин, имеющих развитые ободы, величина дисковых потерь наибольшая и может составлять значительную долю в общем балансе потерь энергии в турбине. Согласно опытным данным величина относительных дисковых потерь $\zeta_{д} = N_{д}/N_{г}$ зависит от быстроходности турбины; для тихоходных радиально-осевых гидротурбин в зависимости от режима работы $\zeta_{д} = 0{,}015 \div 0{,}03$.

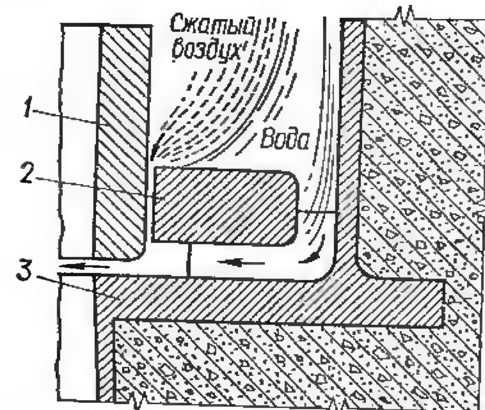


Рис. 52. Уменьшение дисковых потерь гидротурбины:

1 — нижний обод рабочего колеса; 2 — уплотнительное кольцо; 3 — фундаментальное кольцо.

С целью дальнейшего повышения полного КПД турбины за счет уменьшения дисковых потерь канадская фирма «Доминион Инжинирин» разработала устройство, предусматривающее частичное отжатие воды из пазух рабочего колеса при помощи сжатого воздуха (рис. 52). Модельные и натурные испытания этой конструкции были проведены на турбинах нормальной быстроходности (для средних напоров). При полностью заполненных водой пазухах потери энергии на трение ободов и вращение воды составили 0,6% от мощности турбины. Около двух третей этих потерь сосредоточено на нижнем ободе и одна треть на верхнем. При подаче сжатого воздуха в пазухи между ободами и неподвижными элементами дисковые потери уменьшаются примерно на половину. Мощность компрессора, подающего сжатый воздух, составляет около 10% от общего увеличения мощности турбины в результате уменьшения дисковых потерь энергии.

§ 27. Механические потери

Механические потери энергии гидроагрегата зависят от конструкции, расположения направляющих подшипников, подпятника и уплотнений вала. В настоящее время применяют различные схемы компоновок гидроагрегатов, в которых турбина и генератор имеют направляющие подшипники и общий подпятник [11]. К механическим потерям гидротурбин относят потери в турбинном подшипнике и уплотнениях вала, а также половину потерь в подпятнике. На преодоление моментов трения в направляющем турбинном подшипнике, подпятнике и уплотнениях расходуется часть полезной мощности турбины.

Величину механических потерь можно вычислить при помощи выражения

$$\Delta N_{мех} = M_{тр} \omega, \qquad (218)$$

где $M_{тр}$ — суммарный момент трения в опорах и уплотнениях; ω — угловая скорость вращения ротора.

Величина относительных механических потерь энергии равна

$$\zeta_{мех} = \frac{\Delta N_{мех}}{N_{г}}, \qquad (219)$$

где $N_{г}$ — гидравлическая мощность турбины.

Механический КПД турбины

$$\eta_{мех} = 1 - \zeta_{мех}. \qquad (220)$$

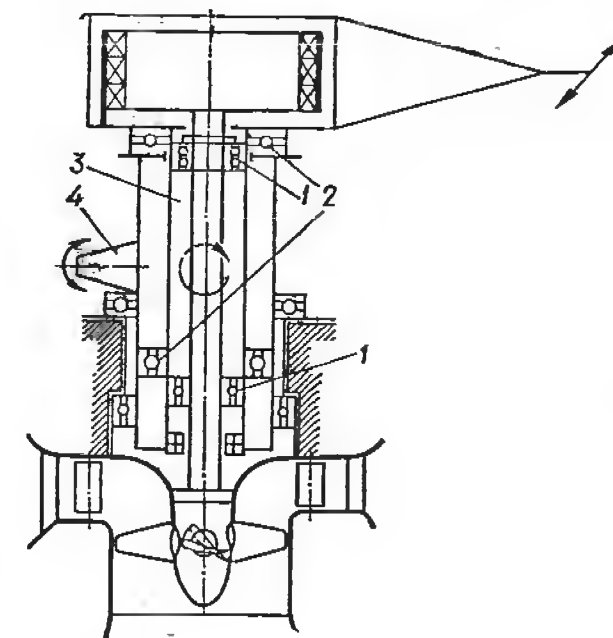


Рис. 53. Модельная турбина с самоучетом трения в опорах ротора:

1 — первый ряд опорно-упорных подшипников; 2 — второй ряд подшипников; 3 — качающаяся гильза, соединенная со взвешивающим устройством; 4 — вибратор.

Механические потери натурной турбины при условии ее правильной сборки и балансировки ротора могут составлять от 0,3 до 1,5% в зависимости от типа компоновки агрегата, мощности турбины, режима ее работы и т. д. Следует отметить, что конструкции опор модели и натурной турбины существенно отличаются. При одинаковых режимах работы относительные механические потери энергии модели больше, чем натурной гидротурбины. Поэтому пересчет механических потерь на натурную турбину практически невозможен. Для исключения влияния механических потерь на величину КПД модели применяют специальные конструкции модельных турбин, которые имеют двойную (или даже тройную) систему опорных и упорных подшипников (рис. 53). Такая конструкция опор ротора позволяет замерять на взвешивающем устройстве суммарный момент (момент на рабочем колесе и момент трения в опорах) и определять гидравлический КПД модели (в первом приближении, без учета объемных и дисковых потерь). Еще более совершенными являются гидростатические подшипники, при которых трение в опорах практически исключается.

Чтобы сопоставить значения механических КПД модели и натурной турбины, а также проанализировать влияние режима работы на величину $\eta_{мех}$, преобразуем выражение (220) следующим образом:

$$\eta_{мех} = 1 - \frac{\Delta N_{мех}}{N_г} = 1 - \frac{M_{тр}\pi n}{\gamma Q H \eta_г \cdot 30} = 1 - $$

$$- \frac{M_{тр}\pi n D_1 D_1^2 \sqrt{H}}{30\gamma\eta_г \sqrt{H} Q D_1^3 H} = 1 - \frac{M_{тр}\pi n_I'}{30\gamma D_1^3 H Q_I'}. \quad (221)$$

Для модельной турбины (D_1 = const; H = const; $n \neq$ const) выражение (221) принимает вид

$$(\eta_{мех})_м = 1 - K_{мод}M_{тр}\frac{n_I'}{Q_I'\eta_г}, \quad (222)$$

где

$$K_{мод} = \frac{\pi}{30\gamma D_1^3 H} = \text{const}. \quad (223)$$

Для подобной натурной турбины (D_1 = const; n = const; $H \neq$ const) уравнение (221) перепишем в таком виде:

$$(\eta_{мех})_н = 1 - \frac{M_{тр}\pi n_I' n^2 D_1^2}{30\gamma\eta_г \sqrt{H}\sqrt{H} n^2 D_1^2 D_1^3 Q_I'}; \quad (224)$$

$$(\eta_{мех})_н = 1 - K_н\frac{M_{тр}(n_I')^3}{\eta_г Q_I'},$$

где

$$K_н = \frac{\pi}{30\gamma n^2 D_1^5} = \text{const}. \quad (225)$$

Из сопоставления выражений (222) и (224), а также (223) и (225) следует, что механический КПД натурной турбины больше, так как $K_н < K_м$. Кроме того, зависимость коэффициента $K_н$ от режима работы (Q_I', n_I') отличается от зависимости коэффициента $K_м$ от тех же параметров.

Для определения величины $\eta_{мех}$ гидроагрегата и турбины на ГЭС проводят специальные испытания.

Если ротор отбалансирован механически и отсутствует гидравлический дебаланс (неосесимметричный поток на входе в рабочее колесо), потери в направляющих подшипниках малы; основные механические потери энергии гидроагрегата имеют место в подпятнике. Потери энергии в подпятнике определяют при помощи теплового баланса. Для этой цели замеряют: количество воды, подводимой к маслоохладителям ванны подпятника; температуру воды на входе и выходе из охладителя. Количество отведенного тепла пересчитывают в механическую энергию, которая представляет собою потери в подпятнике. Для приближенной оценки потерь энергии

в направляющих подшипниках и уплотнениях замеряют мощность, необходимую для вращения ротора в осушенной проточной части. Разность между ее величиной и потерями в подпятнике, замеренными при помощи теплового баланса, приближенно характеризует потери в направляющих подшипниках и уплотнениях [26].

§ 28. Пересчет КПД модели на натурную гидротурбину

В § 24 было отмечено, что благодаря большим размерам и напорам натурных турбин по сравнению с моделями числа Рейнольдса потоков и относительные шероховатости их проточных частей разные. Вследствие этого относительные гидравлические потери трения на изогональных режимах работы в натурной турбине меньше, чем у модели (см. уравнение (202)). Рост КПД натурной турбины при увеличении ее размеров и напора называют *масштабным эффектом*. Значение КПД натурной гидротурбины на различных режимах работы определяют по данным результатов испытаний подобной модели, пользуясь формулами пересчета.

Определение КПД натурной турбины на различных режимах работы выполняют при помощи специальной методики, причем из многочисленных формул пересчета надо выбрать такую, которая является достаточно обоснованной теоретически и проверена экспериментально. Выше было отмечено (§ 24), что пересчету подлежат только потери по длине, а вихревые, объемные и механические потери (в том числе и дисковые) не пересчитываются. Поэтому в первом приближении принимают, что объемные КПД модели и натурной турбины равны, а механические потери модели сводят к минимуму.

При помощи формул пересчета полный КПД натурных гидротурбин определяется приближенно. Проверка достоверности расчетных значений КПД может быть осуществлена только по данным натурных энергетических испытаний. Однако сравнение вычисленных и полученных экспериментально значений КПД натурной турбины условно, так как точность определения КПД натурных турбин на ГЭС находится в пределах $\pm 1 \div 2\%$ (в зависимости от типа турбины и измерительных приборов).

Величина полного КПД натурной турбины

$$\eta_н = \eta_м + \Delta\eta, \quad (226)$$

где $\eta_м$ — КПД модели на изогональном режиме; $\Delta\eta$ — поправка КПД, учитывающая разные значения диаметров турбин и напоров, или то и другое.

Методика пересчета КПД может несколько отличаться в зависимости от типа турбины. Для некоторых гидротурбин (радиально-осевых и пропеллерных) поправку КПД $\Delta\eta$ обычно принимают одинаковой для всех режимов работы. В случае поворотнолопастных турбин (осевых и диагональных) вычисленную поправку определяют для каждого угла установки лопастей. Строго говоря, пересчет

КПД должен выполняться для каждого режима при разных поправках. Однако такая методика пересчета КПД еще не получила широкого применения, так как характер изменения гидравлических потерь в турбинах на различных режимах еще недостаточно изучен. Поэтому при помощи применяемых формул пересчета получают достаточно достоверные значения $\eta_н$ только для оптимального режима.

Многочисленные формулы пересчета КПД можно разделить на три группы [7; 11; 28].

Первая группа. Общим для этой группы формул является предположение, что все гидравлические потери в проточной части являются потерями по длине и поэтому должны полностью пересчитываться с модели на натурную турбину. Часть формул пересчета предполагает гидродинамически «гладкое» течение в проточной части турбин, а другая — «шероховатое». Отношение относительных потерь по длине модели и натурной турбины характеризуется выражением (204), при помощи которого можно вычислить относительные потери натурной турбины

$$(\zeta_{п.\,д})_н = (\zeta_{п.\,д})_м \sqrt[n]{\frac{D_{1м}}{D_{1н}}}.$$

Для случая «гидродинамически гладкого течения» формулы первой группы имеют вид

$$1 - \eta_н = (1 - \eta_м) \sqrt[n]{\frac{D_{1м}}{D_{1н}}}.$$

Для определения полного КПД натурных гидротурбин при напорах $H < 150$ *м* применяют формулу Проскуры—Муди ($n = 5$)

$$1 - \eta_н = (1 - \eta_м) \sqrt[5]{\frac{D_{1м}}{D_{1н}}}, \qquad (227)$$

которая может быть представлена в виде специальной номограммы (рис. 54).

По известному диаметру модели $D_{1м}$, ее максимальному КПД $(\eta_м)_{max}$ и диаметру натурной турбины $D_{1н}$ по номограмме определяют максимальный КПД натурной турбины $(\eta_н)_{max}$. Найденную поправку для КПД $\Delta\eta = (\eta_н)_{max} - (\eta_м)_{max}$ принимают постоянной для всех режимов работы (или для данного угла φ).

Вторая группа. При определении КПД натурной турбины при помощи формул второй группы учитывают не только отличие диаметров, но и напоров модели и натурной турбины. Одна из формул, применяемых для определения КПД радиально-осевых турбин при напорах $H > 150$ *м*, имеет вид

$$1 - \eta_н = (1 - \eta_м) \sqrt[5]{\frac{D_{1м}}{D_{1н}}} \sqrt[20]{\frac{H_м}{H_н}}. \qquad (228)$$

Формула (228) также может быть представлена в виде номограммы (рис. 54). При пересчете КПД по формулам второй группы косвенно учитывается отличие чисел Рейнольдса потоков модели и натурной турбины. Однако, как и в формулах первой группы, определяемая поправка $\Delta\eta$ принимается одинаковой для всех режимов работы, что весьма условно.

В формулы (227) и (228) подставляются значения полного КПД модели. На оптимальном режиме натурной турбины расчетное значение $\eta_н$ достаточно хорошо согласуется с замеренной величиной.

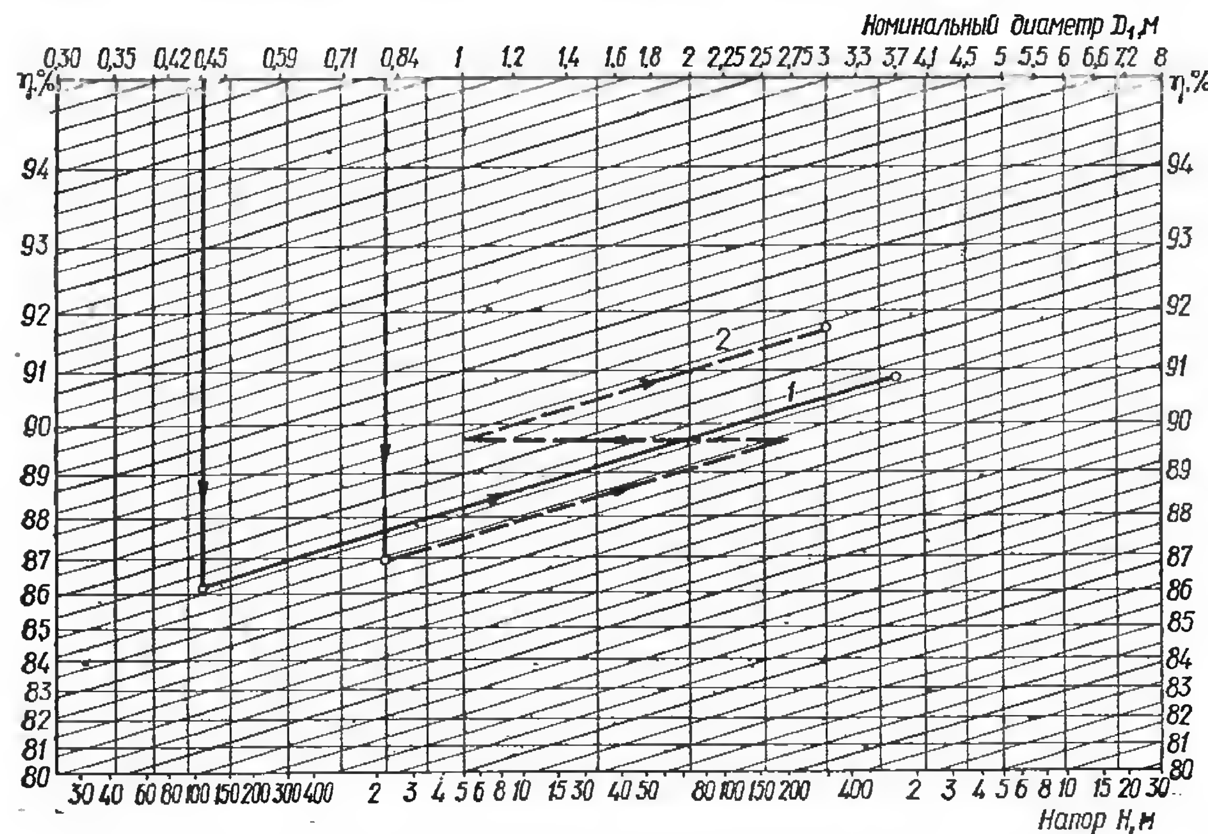


Рис. 54. Номограмма пересчета КПД:
1 — без учета поправки на напор; *2* — с учетом поправки на напор.

На остальных режимах, где доля вихревых потерь достаточно велика, расчетные и опытные значения $\eta_н$ могут отличаться.

Третья группа. Как отмечено в § 24, относительные потери с кинетической энергией на выходе из отсасывающей трубы, концевые потери в рабочем колесе и другие вихревые потери, одинаковые для модели и натуры, не пересчитываются [26; 28]. Однако это обстоятельство не принималось во внимание при составлении формул первой и второй групп. Оценка полного КПД натурной турбины при помощи формул (227) и (228) недостаточно надежна также потому, что относительные механические потери модели и натурной турбины различны и пересчету не подлежат.

Формулы третьей группы основаны на предположении, что только часть гидравлических потерь в гидротурбинах зависит от размеров (D_1) и напора и, следовательно, должна пересчитываться.

В общем виде эти формулы можно записать

$$\frac{\zeta_н}{\zeta_м} = x + yf\left(\frac{Re_м}{Re_н}\right). \tag{229}$$

Одной из формул раздельного пересчета КПД является формула Аккерета, используемая для определения КПД поворотнолопастных осевых турбин

$$\frac{\zeta_н}{\zeta_м} = 0{,}5 + 0{,}5\sqrt[5]{\frac{Re_м}{Re_н}}, \tag{230}$$

или в другом виде:

$$1 - \eta_н = 0{,}5\,(1 - \mu_м)\left[1 + \left(\frac{Re_м}{Re_н}\right)^{1/5}\right]. \tag{231}$$

Согласно формуле (231), пересчету подлежат только 50% всех гидравлических потерь (в основном, потери в рабочем колесе); остальные 50% — вихревые потери, которые не пересчитываются. Доля пересчитываемых потерь для разных режимов предполагается неизменной, что является существенным недостатком формулы Аккерета.

Позднее, в результате более глубокого расчетного исследования потерь в осевых поворотнолопастных гидротурбинах, была получена формула Хаттона [28]. Она выгодно отличается от формулы Аккерета, так как учитывает разный характер потерь энергии в рабочем колесе и отсасывающей трубе. Потерями в турбинной камере и направляющем аппарате Хаттон пренебрегает; в рабочем колесе гидравлические потери рассматриваются как потери по длине, а в отсасывающей трубе — как вихревые. Изменение соотношения между потерями трения и вихревыми на нерасчетных режимах в формуле Хаттона также не учитывается. Формула имеет следующий вид:

$$\frac{1 - (\eta_г)_н}{1 - (\eta_г)_м} = 0{,}3 + 0{,}7\left(\frac{Re_м}{Re_н}\right)^{1/5}. \tag{232}$$

В отличие от формулы Аккерета в выражении (232) 30% всех гидравлических потерь вихревые и не пересчитываются; 70% — потери по длине, которые подлежат пересчету.

Развитием идеи раздельного пересчета КПД явилось предложение проф. Щапова Н. М. об учете изменения отношения пересчитываемых и непересчитываемых потерь в зависимости от режима работы турбины [26]. Им предложено следующее отношение гидравлических потерь модельной и натурной гидротурбин:

$$\frac{\zeta_н}{\zeta_м} = 1 - \varepsilon\,(1 - \delta), \tag{233}$$

где $\delta = \sqrt[5{,}5]{\frac{D_{1м}}{D_{1н}}}$ — величина, учитывающая отношение пересчитываемых потерь энергии натурной турбины к пересчитываемым потерям модели; ε — доля непересчитываемых потерь, зависящая от расхода через турбину.

В ЦКТИ им. И. И. Ползунова были проведены расчетно-теоретические исследования потерь энергии в гидротурбинах и предложена более совершенная методика пересчета КПД [28]. Согласно этой методике потери в рабочем колесе подразделяются на концевые (примерно половина всех потерь), которые не пересчитываются, и потери профильные, изменяющиеся в зависимости от числа Re:

$$(\zeta_{проф})_н = (\zeta_{проф})_м\sqrt[7]{\frac{Re_м}{Re_н}}. \tag{234}$$

Потери в отсасывающей трубе подразделяются на внутренние, пересчитываемые при помощи зависимости

$$\zeta_н = \zeta_м\sqrt[5]{\frac{Re_м}{Re_н}}, \tag{235}$$

и выходные, непересчитываемые

$$(\zeta_{вых})_н = (\zeta_{вых})_м = \alpha_5\frac{v_5^2}{2gH}. \tag{236}$$

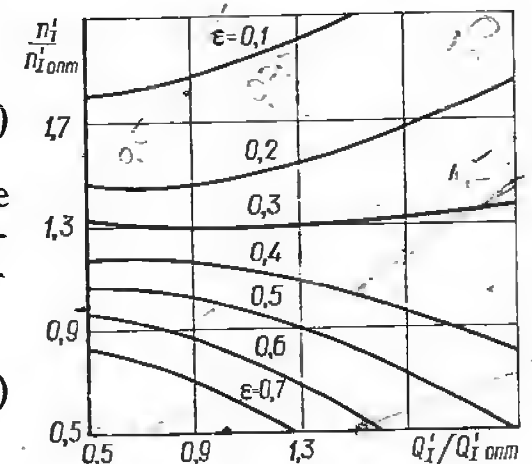


Рис. 55. Определение доли непересчитываемых потерь.

Формула ЦКТИ для пересчета гидравлического КПД поворотнолопастных турбин имеет вид

$$1 - (\eta_г)_н = [1 - (\eta_г)_м]\left[\varepsilon + (1 - \varepsilon)\left(\frac{Re_м}{Re_н}\right)^{1/6}\right], \tag{237}$$

где $\varepsilon < 1$ — доля непересчитываемых потерь, зависящая от режима работы турбины $\varepsilon = f\,(Q'_I;\ n'_I)$ (рис. 55). Для радиально-осевых гидротурбин (при постоянном значении ε, равном 0,5)

$$1 - (\eta_г)_н = [1 - (\eta_г)_м]\left[0{,}5 + 0{,}5\left(\frac{Re_м}{Re_н}\right)^{1/6}\right]. \tag{238}$$

В отечественной практике гидротурбостроения наибольшее распространение получили формулы Проскуры — Муди (227) и (228), а также формулы ЦКТИ (237) и (238).

Формулы пересчета КПД непрерывно совершенствуются по мере накопления знаний о потерях энергии, улучшения методики лабораторных исследований и точности проведения натурных испытаний. Некоторые специалисты высказывают мнение о целесообразности выдачи гарантий КПД натурной турбины по данным лабораторных испытаний крупномасштабных моделей, проведенных с высокой точностью и при условиях, возможно близких к натурным. Поскольку размер модели предлагается достаточно большим ($D_1 = 500 \div 600$ *мм*), пересчет КПД не потребуется.

Для ковшовых гидротурбин, испытанных при определенных условиях (диаметр струи более 50 *мм*, напор испытания $H > 30$ *м*) КПД натурной турбины принимают равным КПД модели.

Глава IV. КАВИТАЦИЯ В ГИДРОТУРБИНАХ

§ 29. Кавитация и условия ее возникновения в потоке, протекающем через гидротурбину

Кавитацией называют процесс образования и роста пустот (каверн) в местах потока, где давление примерно равно давлению насыщенных паров p_d, и последующее их разрушение (замыкание) ниже по потоку в зоне более высоких давлений. Это сложное явление, определяемое гидродинамикой потока и физическими свойствами жидкости. При наличии кавитации сплошность потока нарушается. Из однофазной системы поток превращается в двухфазную — вода и пузырьки, наполненные паром, воздухом и газами. Процесс образования, роста и замыкания пустот протекает периодически, с большой частотой. Замыкание паро-газовых пузырьков в зоне потока, где абсолютное давление $p_{абс} > p_d$, происходит практически мгновенно, что вызывает значительное повышение давления в месте замыкания пузырьков, а затем его понижение. Под воздействием кавитационного процесса материал проточной части гидротурбины разрушается.

Существуют различные теории, объясняющие разрушение проточной части (Орго В. М. Гидротурбины. Л., Изд-во Ленинградского университета, 1975). Наиболее распространенной и обоснованной, видимо, является *механическая теория*, сущность которой состоит в следующем [17; 18]. В местах конденсации паро-газовых пузырьков частицы жидкости устремляются навстречу друг другу с большой скоростью, в результате чего происходит местное повышение давления в потоке. После столкновения частицы жидкости двигаются в противоположном направлении, при этом местное давление в потоке резко снижается. Процесс повышения и понижения давления повторяется с большой частотой. В результате многократного воздействия на омываемые металлические поверхности высоких и низких давлений металл устает и разрушается. Кавитационное разрушение металла начинается с образования микротрещин в местах наличия включений (графит и пр.) и следов механической обработки. В дальнейшем процесс разрушения усиливается, и в итоге металлическая поверхность может быть разрушена настолько, что становится губчатой. Так как при замыкании кавитационных пузырьков значительно повышается давление и температура, то одновременно с механическим воздействием потока на обтекаемые поверхности имеют место *химические и электрохимические процессы*, приводящие к еще большему разрушению металла. Подтверждением этому служит тот факт, что нержавеющие стали ($13 \div 18\%$ Cr и $1 \div 3\%$ Ni), которые хорошо противостоят воздействию высоких температур и химически агрессивных сред, являются также кавитационностойкими, т. е. их разрушение под воздействием кавитации меньше по сравнению с другими марками сталей. Поэтому для обеспечения лучшей сопротивляемости стали воздействию кавитации особое внимание уделяется выбору ее химического состава и механических свойств, а также термической и механической обработке деталей проточной части гидротурбины, которые могут подвергаться кавитационному воздействию потока.

При начальной стадии кавитации в потоке в зоне пониженного давления при $p \geqslant p_d$ начинается образование мельчайших ядер — пузырьков воздуха и газов, которые растворены в воде или присутствуют в виде включений. Образование ядер имеет место, прежде всего, вокруг мельчайших твердых частичек, находящихся в потоке. Процесс образования ядер зависит также от физических свойств жидкости и ее температуры. Эти ядра в дальнейшем являются очагами развития кавитации. Поэтому возникновение и развитие кавитации в потоке происходит обычно при абсолютном давлении, несколько большем давления парообразования, так как в нормальных условиях вода содержит растворенный воздух и газы, а также твердые частички. В деаэрированной воде (специально обработанной при глубоком вакууме) кавитация может возникать при абсолютном давлении в потоке $p_{абс}$, меньшем давления парообразования p_d. Следовательно, можно только предполагать, что кавитация наступает при давлении в потоке, равном давлению парообразования, так как на ее возникновение влияет множество факторов. Установлено, что растворенный и включенный воздух и газы ускоряют начало возникновения кавитации и ее степень развития. Поэтому при проведении кавитационных испытаний моделей гидротурбин следует контролировать количество воздуха в воде и ее температуру. Разное содержание растворенного в воде воздуха при испытании модели и в натурных условиях на ГЭС должно учитываться при определении высоты отсасывания турбины (см. § 33).

В зависимости от степени падения давления и протяженности зоны пониженного давления рост и развитие пустот может происходить с разной скоростью. В зоне пониженного давления в потоке выделяющиеся воздух и газы диффундируют и наполняют мельчайшие ядра: имеет место *газовая кавитация*. Последняя предшествует и ускоряет появление *паровой кавитации*. В случае паровой кавитации ядра наполнены, главным образом, парами воды. В проточной части гидравлической турбины имеет место, в основном, паровая кавитация, но при ее исследовании учитывается влияние и газовой кавитации.

Улучшение технико-экономических показателей гидротурбин достигается за счет уменьшения их размеров и веса при условии обеспечения их расчетной мощности. Чтобы снизить размеры и вес агрегата, необходимо при тех же параметрах и приемлемых энерго-кавитационных характеристиках увеличить удельную пропускную

способность турбины и ее частоту вращения, что связано с ростом скоростей потока в проточной части турбины и может привести к изменению ее гидродинамических и прочностных характеристик. Увеличение скоростей потока, как правило, вызывает рост потерь энергии, падение КПД турбины и дальнейшее понижение давления в потоке.

В процессе эксплуатации гидротурбин на ГЭС их мощность определяется графиком нагрузки энергосистемы. При регулировании мощности турбины меняется ее расход и, следовательно, величины скоростей и давлений в проточной части. Увеличение расхода обычно приводит к росту динамического вакуума в рабочем колесе и на входе в отсасывающую трубу. Изменение расхода на ГЭС сопровождается колебаниями отметок уровня воды перед и за плотиной, что также вызывает изменение давления в потоке, протекающем через турбину. При некоторых значениях расхода и отметках установки турбины по отношению к нижнему бьефу абсолютное давление в потоке может приблизиться к давлению парообразования при заданной температуре воды. В результате чего наступает кавитация, которая является причиной ухудшения эксплуатационных характеристик гидротурбины.

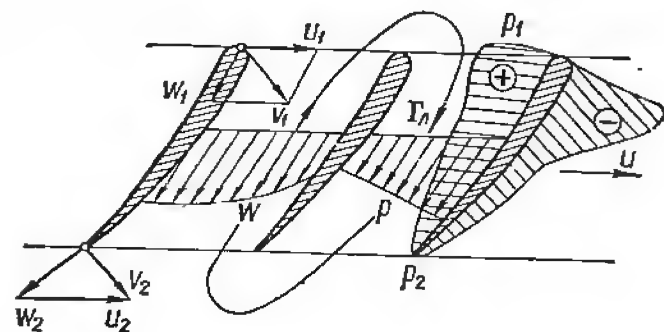


Рис. 56. Изменение давления в каналах рабочего колеса реактивной гидротурбины.

Уменьшение потенциальной энергии давления потока при его прохождении через рабочее колесо турбины является естественным процессом преобразования гидравлической энергии потока в механическую энергию на валу турбины. Перепад давления на рабочем колесе, характеризуемый коэффициентом реактивности, тем больше, чем выше быстроходность гидротурбины. Большая разность давлений $p_1 - p_2$ на входе и выходе из рабочего колеса приводит к существенному падению давления на тыльной поверхности лопасти (рис. 56). Следовательно, повышение скоростей в потоке, необходимое для увеличения быстроходности турбины, связано с опасностью появления кавитации в рабочем колесе. Очевидно, что для дальнейшего улучшения технико-экономических показателей гидроагрегатов и здания ГЭС (уменьшение их размеров и стоимости) необходимо, в частности, применять проточную часть гидротурбин с улучшенными кавитационными характеристиками. Улучшение кавитационных характеристик проектируемых гидротурбин может достигаться такими способами: использованием совершенных расчетных методов расчета и экспериментальной доводки проточной части моделей известных типов гидротурбин; применением новых типов гидротурбин с улучшенными характеристиками.

Наличие в проточной части развитой кавитации, влияющей на характеристики гидротурбины, недопустимо. Чтобы ее избежать, необходимо знать, какие факторы влияют на падение давления в проточной части, какие формы и стадии кавитации могут существовать в потоке. Правильный учет факторов, влияющих на кавитацию, обеспечит надежную и экономичную работу гидротурбин на ГЭС.

§ 30. Виды кавитации, стадии ее развития и последствия кавитации в гидромашинах

В гидротурбинах различают следующие виды кавитации: профильную, щелевую, полостную, кавитацию при резком изменении направления потока, кавитацию, вызываемую шероховатостью проточной части [17; 18]. Наибольшее падение абсолютного давления в турбине имеет место в рабочем колесе, где происходит процесс преобразования энергии потока в механическую энергию. При определенных условиях работы некоторые из перечисленных видов кавитации наблюдаются также в направляющем аппарате и отсасывающей трубе турбины. Однако энергетические и кавитационные характеристики гидротурбины определяются, в основном, рабочим колесом [17; 28].

Профильная кавитация. При обтекании лопастей рабочего колеса может возникнуть кавитация, которая явится причиной изменения характеристик турбины. Распределение скоростей и давления на лопасти зависит, в частности, от формы профилей, их толщины, очертания входной кромки, угла атаки и скорости обтекания (рис. 57). Теоретический максимум разрежения в потоке равен $h_{вак} = p_{атм}/\gamma$. В том месте профиля, где давление приближается к значению p_d/γ, возникает кавитация.

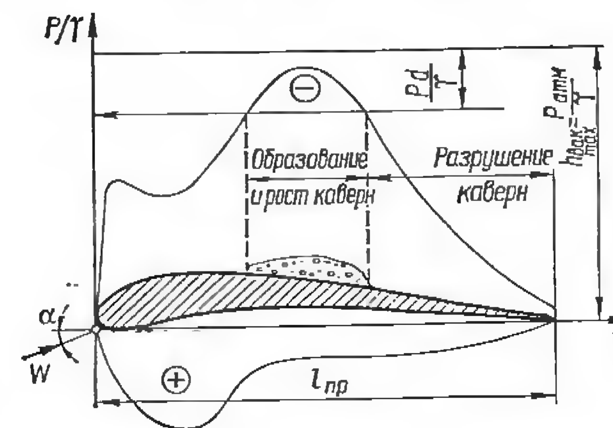


Рис. 57. Профильная кавитация.

Большое влияние на эпюру распределения давления (особенно на величину разрежения на нерабочей стороне лопасти) оказывает форма входной кромки и расположение максимальной толщины лопасти.

В зависимости от режима работы гидротурбины могут наблюдаться следующие стадии профильной кавитации: начальная, развитая и отрывная.

Начальная стадия (рис. 58, *а*)—обтекание лопасти почти не меняется, так как кавитация возникает только в отдельных местах лопасти. Характеристики гидротурбины не изменяются.

Развитая стадия (рис. 58, *б*) — кавитационные каверны покрывают большую часть тыльной стороны профиля; поток отслаивается от поверхности профиля, но не отрывается. При этой стадии кавитации изменяются гидродинамические характеристики лопастей рабочего колеса (коэффициенты C_y и C_x).

Отрывная стадия (рис. 58, *в*) приводит к резкому изменению формы потока, возрастанию потерь энергии, падению КПД и наличию периодических возмущающих сил, действующих на лопасть. Отрывная кавитация в рабочем колесе недопустима, так как характеристики гидротурбины существенно ухудшаются.

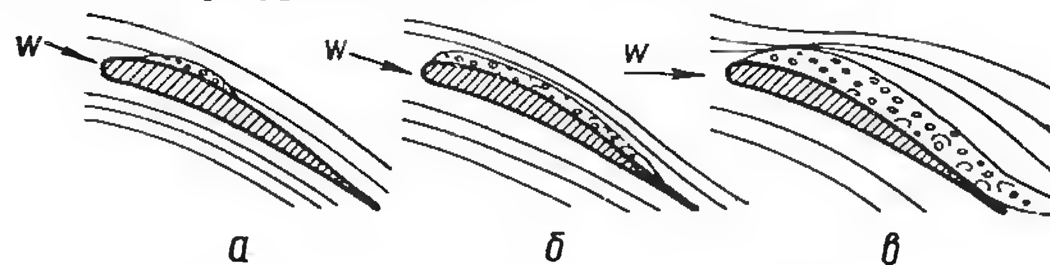


Рис. 58. Различные стадии развития профильной кавитации:
а — начальная; *б* — развитая; *в* — отрывная.

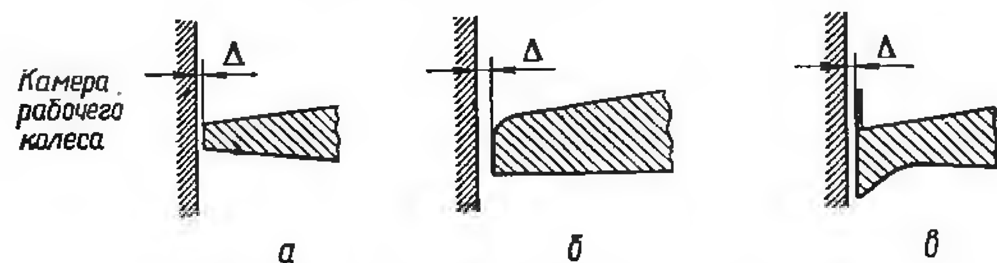


Рис. 59. Формы торцов лопасти:
а — необработанный; *б* — закругленный; *в* — установка специального буртика.

Щелевая кавитация. Через зазоры у втулки и на периферии рабочего колеса поворотнолопастной гидротурбины часть воды движется в обход лопастей. Протечки воды и интенсивность вихреобразования в щели зависят от величины зазора, формы торцов и перепада давления на лопасти. При определенных условиях скорости в щели существенно возрастают, а давление падает. Возникает щелевая кавитация. Для ослабления щелевой кавитации и уменьшения разрушения камеры рабочего колеса и торцов лопастей принимают следующие меры:

1. Обеспечение минимальных зазоров между лопастями поворотнолопастного рабочего колеса, камерой и втулкой при различных углах установки лопастей, находящихся в пределах $\Delta = (0{,}0005 \div 0{,}001)\,D_1$. С этой целью втулку рабочего колеса выполняют сферической формы. Камера рабочего колеса обычно полусферическая.

2. Закругление торцов лопасти (рис. 59, *б*). Местные скорости потока в щели в этом случае уменьшаются по сравнению с лопастями с необработанной кромкой (рис. 59, *а*).

3. Установка специальных буртиков вдоль периферии лопасти (рис. 59, *в*). Следует отметить, что буртики, снижая кавитацию, приводят, как показали исследования, к некоторому падению КПД турбины.

4. Изготовление камеры рабочего колеса и лопастей из нержавеющей стали, которая хорошо противостоит воздействию кавитации. В целях экономии возможна наплавка лопастей, выполненных из углеродистой стали электродами из нержавеющей стали. Лопасти и камеры рабочих колес, средне- и высоконапорных турбин, как правило, выполняются полностью из нержавеющей стали.

Щелевая кавитация может наблюдаться также и в направляющем аппарате (в зазорах между торцами лопаток, верхним и нижним кольцами направляющего аппарата), а также в уплотнениях рабочих колес радиально-осевых гидротурбин.

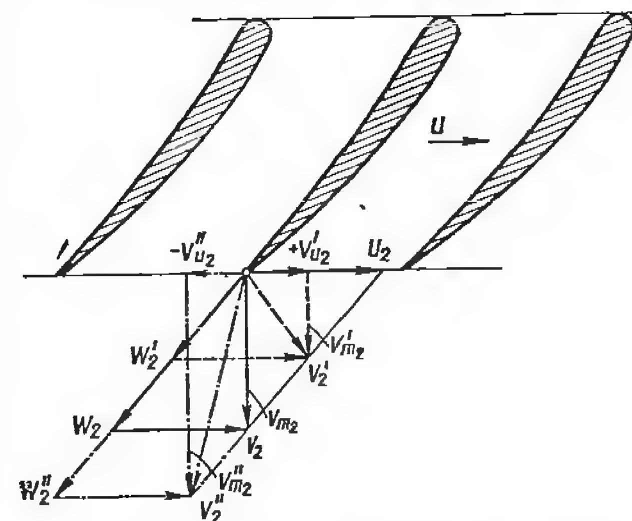


Рис. 60. Вращение потока за жестколопастным рабочим колесом:
—— оптимальный режим; - - - - режим частичной нагрузки; —·—·— режим перегрузки.

Полостная кавитация на выходе из рабочего колеса. На режимах, отличных от оптимального, за рабочим колесом радиально-осевых и пропеллерных гидротурбин наблюдается интенсивное вращение потока. При частичных нагрузках поток за рабочим колесом вращается в том же направлении, что и рабочее колесо; при нагрузках, больших оптимальной, вращение потока противоположно вращению рабочего колеса (рис. 60). Поток, вращающийся за рабочим колесом (за исключением ядра вихря), подчиняется, в основном, закону постоянства момента скорости. При этом во входном сечении отсасывающей трубы окружная составляющая абсолютной скорости увеличивается к оси турбины, а давление падает. На некоторых режимах работы и при определенной установке гидротурбины по отношению к нижнему бьефу давление в потоке у оси турбины может приблизиться к давлению парообразования. Во вращающемся потоке образуется полость (жгут), наполненная смесью паров воды и газов. Жгут вращается не только вокруг собственной оси, не совпадающей с осью турбины, но и вокруг оси турбины (прецессионное вращение). Образовавшаяся полость стесняет поток и вызывает за рабочим колесом неосесимметричное вращающееся поле давления. В результате в потоке за рабочим колесом наблюдаются колебания (пульсации) давления, которые могут являться причиной вибрации и неустойчивой работы гидроагрегата. Для уменьшения пульсаций давления в потоке и колебаний мощности агрегата применяют ряд мер, среди которых наиболее распространенным явля-

ется впуск воздуха под рабочее колесо. Подведенный в соответствующих местах и в определенном количестве воздух оказывает демпфирующее воздействие, позволяя безопасно эксплуатировать агрегат на нерасчетных режимах. Величины амплитуды пульсаций давления, их частота на различных режимах работы турбины, а также количество и место впуска воздуха являются предметом специальных испытаний моделей и натурных гидротурбин.

Кавитация, вызываемая резким изменением направления потока. Геометрические очертания проточной части и режим работы гидротурбины влияют на местную кавитацию. Резкое изменение направления потока, например, в зоне между направляющим аппаратом и рабочим колесом или в изогнутой отсасывающей трубе приводит к местному отрыву потока и кавитации.

Кавитация из-за шероховатости обтекаемых поверхностей. Шероховатость поверхности, являющаяся результатом недостаточной механической обработки деталей проточной части, вызывает местное увеличение скоростей, падение давления и локальную кавитацию. Характеристики гидротурбины, установленной на ГЭС, сначала не претерпевают изменений. С течением времени процесс разрушения деталей проточной части становится все более интенсивным, и в результате КПД и мощность гидроагрегата снижаются. Поэтому при изготовлении проточной части гидротурбины необходимо обеспечить соответствующую чистоту обработки поверхностей, омываемых потоком.

Кавитация в гидромашинах, особенно ее развитая стадия, вызывает значительное изменение структуры потока, его физических свойств и приводит к следующим последствиям:

1. Ухудшение энергетических характеристик гидротурбины, а именно падение ее КПД и мощности. Мощность турбины снижается не только из-за падения КПД, но также благодаря уменьшению пропускной способности турбины и массовой плотности потока.

2. Разрушение деталей проточной части, что приводит к вынужденным остановкам для производства ремонта и потери выработки электроэнергии.

3. Удары в проточной части и кавитационный шум, сопровождающие замыкание каверн и вихрей в потоке.

4. Вибрация гидроагрегата и здания ГЭС, приводящая, в частности, к образованию трещин на лопастях рабочего колеса.

Чтобы исключить развитую кавитацию, необходимо правильно назначить режимы эксплуатации и обеспечить необходимые высоты отсасывания при установке гидротурбины на ГЭС (см. § 32).

§ 31. Кавитационный коэффициент установки и кавитационный коэффициент турбины

Как было отмечено выше, в проточной части реактивной гидротурбины наблюдается значительное падение давления, вызванное полезной передачей энергии потока рабочему колесу, а также потерей напора. Максимальное разрежение в потоке обычно имеет место на тыльной стороне лопастей в зоне выхода из рабочего колеса.

Для определения условий отсутствия (или наличия) развитой кавитации в проточной части гидротурбины следует рассмотреть параметры и величины, влияющие на давление в потоке через гидротурбину. Их принято представлять двумя коэффициентами: коэффициентом установки, который характеризует условия эксплуатации гидротурбины на ГЭС, и кавитационным коэффициентом турбины, характеризующим динамическое разрежение в потоке и, следовательно, кавитационные качества проточной части.

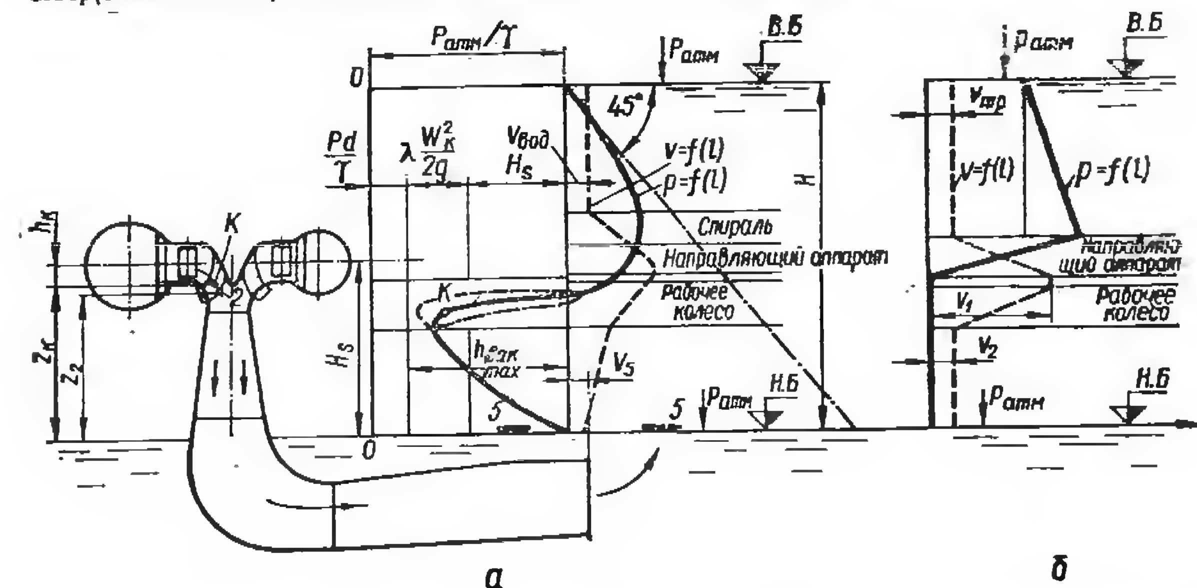


Рис. 61. Изменение скоростей и давлений в проточной части гидротурбины: *а* — реактивной; *б* — активной.

Кавитационный коэффициент установки. Минимальное давление в потоке через рабочее колесо реактивной гидротурбины [17; 28] имеет место в точке K, где относительная скорость w_k наибольшая. Величина давления в точке K зависит от динамического вакуума и расположения рабочего колеса H_s по отношению к нижнему бьефу. Согласно рис. 61, *а*:

$$\frac{p_{\text{атм}}}{\gamma} = H_s + \lambda \frac{w_K^2}{2g} + \frac{p_d}{\gamma}, \tag{239}$$

где $\lambda \frac{w_K^2}{2g}$ — динамический вакуум в точке K; λ — коэффициент пропорциональности, $\lambda = 1 - \zeta$ (ζ — относительные потери энергии в рабочем колесе).

В свою очередь, динамический вакуум в потоке через рабочее колесо зависит от напора, при котором работает гидротурбина:

$$\lambda \frac{w_K^2}{2g} = \sigma H, \tag{240}$$

где σ — коэффициент пропорциональности.

Из уравнений (239) и (240) следует, что

$$\sigma H = \frac{p_{атм} - p_d}{\gamma} - H_s.$$

Откуда величина кавитационного *коэффициента установки:*

$$\sigma_у = \frac{H_{атм} - H_s - H_d}{H}, \qquad (241)$$

где $H_{атм}$ — атмосферное давление, *м вод. ст.*; H_s — статическая высота отсасывания гидротурбины, отсчитываемая от нижнего бьефа до условной отметки турбины, *м*; H_d — давление парообразования потока, зависящее от температуры и газосодержания воды, *м вод. ст.*; H — напор, при котором работает турбина на данном режиме, *м вод. ст.*

Из уравнения (239) следует, что при определенном сочетании величин H_s и $\lambda \frac{w_K^2}{2g}$ абсолютное давление может понизиться до давления парообразования, и в потоке наступит кавитация.

Проследим за изменением давления в потоке при его движении через проточную часть реактивной гидротурбины (рис. 61). В турбинном водоводе скорость потока $v_{вод}$ имеет небольшие значения, а в спиральной камере и направляющем аппарате скорость потока $v = f(l)$ увеличивается и значительная часть энергии давления преобразуется в кинетическую энергию потока, однако абсолютное давление остается больше атмосферного. В рабочем колесе, особенно на тыльной стороне лопастей, давление существенно понижается. При неблагоприятных условиях эксплуатации или неправильной установке турбины на ГЭС абсолютное давление в некоторых местах потока через рабочее колесо достигает величины давления парообразования. В отсасывающей трубе, благодаря уменьшению скорости потока, давление постепенно увеличивается. Наконец, в выходном сечении трубы (сечение *5—5*) среднее давление в потоке больше атмосферного, а его величина определяется режимом работы гидротурбины и ее заглублением под нижний бьеф. Итак, величина минимального давления в точке K рабочего колеса и ее расположение зависят от режима работы турбины и положения нижнего бьефа. Необходимо так установить турбину на ГЭС, чтобы при всех режимах в проточной части абсолютное давление в потоке не приближалось к давлению парообразования. Выбор отметки расположения турбины по отношению к нижнему бьефу зависит от принятой величины кавитационного коэффициента гидротурбины $\sigma_т$ и напора. При увеличении пропускной способности динамический вакуум в турбине обычно возрастает, а допустимое значение H_s, согласно выражению (239), уменьшается:

$$H_s = \frac{p_{атм}}{\gamma} - \lambda \frac{w_K^2}{2g} - \frac{p_d}{\gamma}. \qquad (242)$$

Кавитационный коэффициент турбины. Чтобы определить этот коэффициент, необходимо установить условия возникновения кавитации в гидротурбине. Для этого записывают последовательно уравнения энергии для участков K — *2* и *2—5* вдоль одной и той же струйки и вычисляют давление в точке K (рис. 61). Для относительного потока в рабочем колесе на участке K — *2*

$$\frac{p_K}{\gamma} + \frac{w_K^2}{2g} - \frac{u_K^2}{2g} + z_K = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{w_2^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g} + z_2 + \zeta_{K-2}H, \qquad (243)$$

где $\zeta_{K-2}H$ — потери напора на участке K — *2*.

Абсолютное движение потока между точками *2* (выход из рабочего колеса) и *5* (поверхность нижнего бьефа) характеризует следующая зависимость:

$$\frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 = \frac{p_{атм}}{\gamma} + \zeta_{2-5}H. \qquad (244)$$

Определив величину $\frac{p_2}{\gamma}$ из уравнения (244) и подставив ее в уравнение (243), получают

$$\frac{p_K}{\gamma} + \frac{w_K^2}{2g} - \frac{u_K^2}{2g} + z_K = \frac{p_{атм}}{\gamma} - \frac{v_2^2}{2g} - z_2 + \zeta_{2-5}H + \frac{w_2^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g} + z_2 + \zeta_{K-2}H.$$

Откуда находят превышение давления в точке K над атмосферным давлением

$$\frac{p_K - p_{атм}}{\gamma} = \frac{w_2^2 - w_K^2 - v_2^2 + u_K^2 - u_2^2}{2g} + \zeta_{K-5}H - (H_s - h_K), \qquad (245)$$

где $H_s - h_K = z_K$.

Вычитая из обеих частей уравнения (245) величину p_d и пренебрегая пока значением h_K (рис. 61), получают выражение, определяющее соотношение между давлением в точке K и давлением парообразования (полагают, что давление p_d является критическим, при котором в точке K наблюдается кавитация):

$$\frac{\frac{p_K}{\gamma} - \frac{p_d}{\gamma}}{H} = \frac{H_{атм} - H_s - H_d}{H} - \left(\frac{w_K^2 - w_2^2 + v_2^2 + u_2^2 - u_K^2}{2gH} - \zeta_{K-5}\right). \qquad (246)$$

Первый член в правой части уравнения (246) представляет собой кавитационный коэффициент установки $\sigma_у$. Второй член называется *кавитационным коэффициентом гидротурбины*; его величина зависит от гидродинамических характеристик проточной части:

$$\sigma_т = \frac{w_K^2 - w_2^2 + v_2^2 + u_2^2 - u_K^2}{2gH} - \zeta_{K-5}. \qquad (247)$$

Таким образом, выражение (246) может быть представлено в более наглядной форме:

$$\frac{\frac{p_K}{\gamma} - \frac{p_d}{\gamma}}{H} = \sigma_у - \sigma_т. \qquad (248)$$

Анализируя уравнения (248), приходят к следующему заключению. Если высота отсасывания гидротурбины выбрана такой, что $\sigma_у > \sigma_т$, абсолютное давление в точке K (где скорость w_K максимальна) больше давления парообразования, и развитая кавитация в рабочем колесе отсутствует. При $\sigma_у \leqslant \sigma_т$ в точке K наблюдается развитая кавитация, так как $\frac{p_K}{\gamma} < \frac{p_d}{\gamma}$. Кавитационный коэффициент турбины, при котором на данном режиме работы наблюдается развитая кавитация, называется *критическим* $\sigma_{кр}$. Его значения на различных режимах работы турбины определяют при помощи кавитационных испытаний геометрически подобной модели (§ 43). Выражение для определения абсолютного давления в точке K может быть получено из уравнения (246):

$$\frac{p_K}{\gamma} = H_{атм} - H_s - \sigma_т H. \qquad (249)$$

Так как величина $\sigma_т$ является вполне определенной для данной турбины на рассматриваемом режиме работы, из уравнения (249) приближенно находят величину допустимой статической высоты отсасывания турбины, при которой развитая кавитация в потоке должна отсутствовать:

$$H_s \leqslant H_{атм} - \sigma_т H - \frac{p_K}{\gamma}, \qquad (250)$$

где $p_K \cong p_d$.

Чтобы исключить развитую кавитацию в турбине, т. е. обеспечить выполнение условия ($\sigma_у > \sigma_т$) при всех режимах ее работы на ГЭС, существует два пути:

1. Выбор расчетного режима (Q_1', *л/с*; n_1', *об/мин*), при котором коэффициент кавитации турбины $\sigma_т$ будет меньше коэффициента $\sigma_у$, определяемого заданной по технико-экономическим соображениям допустимой высотой отсасывания.

2. Назначение расчетного режима гидротурбины исходя из условий достижения оптимальных характеристик агрегата в целом (высокий КПД, минимальные размеры, вес и стоимость). Получаемая расчетом величина отсасывания (см. уравнение 250) должна быть обеспечена при установке гидротурбины на ГЭС.

В практике проектирования ГЭС при выборе турбинного оборудования обычно стремятся обеспечить минимальную стоимость сооружения здания ГЭС при условии обеспечения необходимой высоты отсасывания гидротурбин. Одной из тенденций развития

гидротурбостроения является стремление улучшить кавитационные характеристики гидротурбин при одновременном увеличении их быстроходности.

§ 32. Определение высоты отсасывания и установка гидротурбин на ГЭС

Мощность гидротурбин на ГЭС регулируется изменением расхода; поэтому на различных режимах работы кавитационный коэффициент $\sigma_т$ и допустимая высота отсасывания H_s турбины меняются. Обычно $\sigma_т$ растет с увеличением расхода, а H_s уменьшается. В свою очередь, изменение расхода через гидротурбины приводит к колебанию отметок верхнего и нижнего бьефов и напора на станции. При увеличении расхода нижний бьеф повышается, при этом фактическая высота отсасывания турбины уменьшается (рис. 61), а $\sigma_у$ увеличивается. При всех возможных режимах эксплуатации гидротурбины на ГЭС ее фактическая высота отсасывания $H_{sф}$ должна быть меньше (или равна) допустимой величине $H_{sд}$.

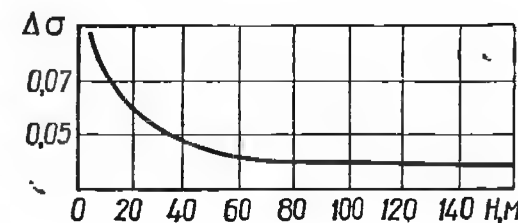


Рис. 62. Поправка к кавитационному коэффициенту $\Delta\sigma = f(H)$.

Допустимая высота отсасывания натурной турбины подсчитывается для различных режимов работы на основании данных кавитационных испытаний подобной модели:

$$H_{sд} \leqslant H_{атм} - (\sigma_м + \Delta\sigma) H - H_d - \frac{\nabla}{900}, \ м, \qquad (251)$$

где $H_{атм}$ — величина атмосферного давления (при нормальных условиях $H_{атм} = 10{,}33$ *м вод. ст.*); $\sigma_м$ — кавитационный коэффициент подобной модели на рассматриваемом режиме работы; $\Delta\sigma$ — поправка на отличие $\sigma_т$ от $\sigma_м$; H — напор турбины на данном режиме работы, *м вод. ст.*; H_d — давление парообразования потока, зависящее от температуры и газосодержания воды, *м вод. ст.*; $\frac{\nabla}{900}$ — поправка на высотное расположение ГЭС по отношению к уровню моря, *м*.

Поправка $\Delta\sigma = \sigma_т - \sigma_м$ представляет собою разность кавитационных коэффициентов натурной турбины и модели на изогональном режиме работы (см. § 33). Ее величина зависит от напора турбины (рис. 62). Необходимость принятия $\Delta\sigma$ обусловлена следующими соображениями. Даже при полном обеспечении геометрического подобия величина $\sigma_т$ на изогональных режимах работы больше $\sigma_м$, что вызвано меньшими относительными гидравлическими потерями натурной турбины и ее большим динамическим вакуумом. Далее, при изготовлении проточной части натурной гидротурбины, особенно рабочего колеса, возможны некоторые

отступления от чертежных (расчетных) размеров, которые ведут к ухудшению ее энергетических и кавитационных характеристик.

Отсчет высоты отсасывания осуществляется от уровня нижнего бьефа до условной отметки турбины. В СССР за условную отметку приняты (рис. 63): у вертикальных радиально-осевых турбин (рис. 63, *в*) — средняя линия направляющего аппарата, у диагональных (рис. 63, *б*) — точки пересечения осей поворота лопастей с камерой рабочего колеса, у осевых вертикальных (рис. 63, *а*) — ось поворота лопастей рабочего колеса, у горизонтальных (рис. 63, *г*) — высшая точка лопастей рабочего колеса. Согласно Международному

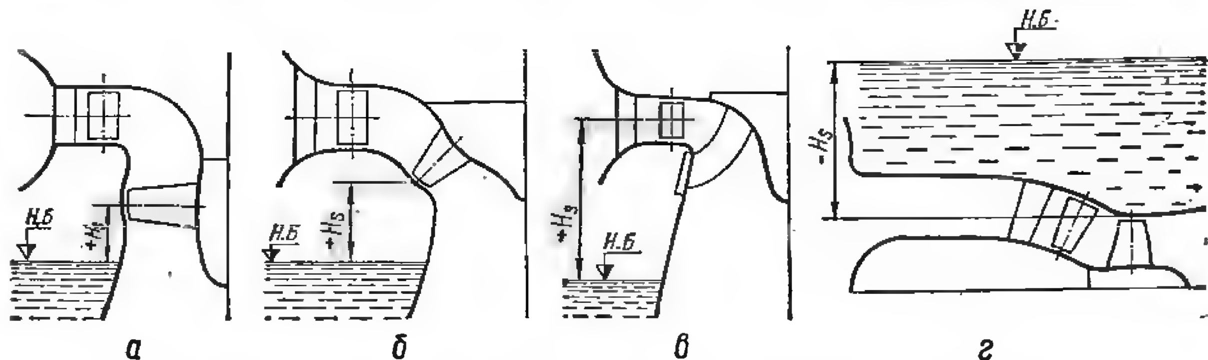


Рис. 63. Отсчет высоты отсасывания для гидротурбин различных типов:
а — вертикальная осевая; *б* — диагональная; *в* — радиально-осевая; *г* — капсульная.

коду [14] отсчет высоты отсасывания для вертикальных гидротурбин ведется от нижнего бьефа до точки пересечения средней линии направляющего аппарата с осью турбины, для горизонтальных — до оси турбины.

Для каждого режима работы по формуле (251) определяют $H_{sд}$ и алгебраически суммируют ее с отметкой нижнего бьефа, соответствующей данным условиям. Минимальная величина $z_{н.б} + H_{sд}$ определяет отметку установки гидротурбины на ГЭС. Положение турбины по отношению к самой низкой отметке нижнего бьефа должно быть таким, при котором обязательно выполняется условие $\sigma_т < \sigma_у$. Если при минимальной отметке нижнего бьефа в рабочем колесе отсутствует кавитация, абсолютное давление в потоке больше давления парообразования; при всех других более высоких уровнях нижнего бьефа давление в потоке через рабочее колесо будет наверняка больше критического [29]. Подобный анализ проводят для следующих случаев работы турбины на ГЭС: работа минимального числа агрегатов при их полной нагрузке и расчетном напоре; работа минимального числа агрегатов при их полной нагрузке и максимальном напоре; минимальная нагрузка на агрегаты при минимальном напоре. Из рассмотренных режимов работы определяющим положение гидротурбины по отношению к нижнему бьефу является режим, при котором величина $z_{н.б} + H_{sд}$ минимальна. Вычисленная минимальная отметка турбины указывается на строительных чертежах и обеспечивается при бетонировании ее закладных частей на ГЭС.

При обеспечении расчетной высоты отсасывания турбины развитая кавитация в турбине отсутствует, хотя ее начальная форма может иметь место. Для того чтобы в проточной части турбины отсутствовала начальная стадия кавитации, потребовались бы экономически неприемлемые высоты отсасывания (заглубление турбины под нижний бьеф), а это привело бы к неоправданному удорожанию строительства ГЭС.

§ 33. Законы подобия кавитации в потоках модели и натурной турбины

Кавитационные характеристики натурной гидротурбины оказываются хуже по сравнению с аналогичными характеристиками геометрически подобной модели, т. е. $\sigma_т > \sigma_м$. Отклонения от выполнения условия $\sigma_м = \sigma_т$ на изогональных режимах называют *масштабными эффектами кавитации*, и их необходимо учитывать при назначении кавитационного коэффициента натурной турбины $\sigma_т$, определении ее высоты отсасывания и выбора материала проточной части. К числу факторов, приводящих к отличию $\sigma_т$ и $\sigma_м$ двух геометрически подобных турбин, относят: разные размеры и напоры, неодинаковая шероховатость их проточных частей, отличие физических свойств воды в стенде модели и в естественных условиях на ГЭС и др. [1; 17].

В общем случае для обеспечения подобия двух потоков при наличии в них кавитации необходимо осуществить выполнение следующих условий: $\sigma_м = \sigma_т = \mathrm{idem}$; $\mathrm{Fr}_м = \mathrm{Fr}_н$; равенство в потоках модели и натуры содержания растворенного и включенного воздуха $\delta_м = \delta_н$.

Выполнение условия $\sigma_м = \sigma_т$ является наиболее важным, так как кавитационный коэффициент является основным критерием при проведении кавитационных испытаний моделей. На изогональных режимах гидротурбины и ее модели необходимо обеспечить равенство:

$$\left(\frac{H_{атм} - H_s' - H_d}{H}\right)_т = \left(\frac{H_{атм} - H_s' - H_d}{H}\right)_м. \quad (252)$$

Изменяя высоту отсасывания H_s' или напор H при испытании модели, получают на различных режимах работы критические величины $\sigma_{у.м} = \sigma_{кр.м}$, при которых наблюдается изменение ее характеристик (уменьшение КПД и мощности). Определенное экспериментальным путем значение $\sigma_{кр.м}$ с учетом некоторой поправки $\Delta\sigma$ используют для вычисления высоты отсасывания натурной турбины на этом же режиме (см. уравнение (251)). Условие $\sigma_м = \sigma_т$ выполнялось бы в том случае, если бы теоретическая высота отсасывания $H_s' = H_s - h_K$ отсчитывалась от точки K (рис. 61) (где предполагается развитая кавитация), а не от условной отметки средней линии направляющего аппарата или оси поворота лопасти рабочего колеса,

как это принято в практике расчетов. Для строгого соблюдения подобия развития кавитации в потоках модели и натуры необходимо выполнение условия:

$$\left[\frac{H_{атм}-(H_s-h_K)-H_d}{H}\right]_м=\left[\frac{H_{атм}-(H_s-h_K)-H_d}{H}\right]_н. \qquad (253)$$

Откуда следует, что

$$\left(\frac{h_K}{H}\right)_м=\left(\frac{h_K}{H}\right)_н. \qquad (254)$$

Так как величина h_K пропорциональна размеру турбины, отношение (254) удобно представить в таком виде:

$$\left(\frac{D_1}{H}\right)_м=\left(\frac{D_1}{H}\right)_н. \qquad (255)$$

Выполнение условия (255) означает равенство чисел Фруда в потоках модели и турбины; его необходимо учитывать при выборе условий проведения модельных кавитационных испытаний (выбор диаметра модели и напора). Действительно, для выполнения подобия по числу Фруда (см. § 19) необходимо обеспечить равенство: $\left(\frac{v^2}{gl}\right)_м=\left(\frac{v^2}{gl}\right)_н$. Так как для гидротурбин характерным линейным размером является диаметр рабочего колеса D_1, а скорость потока пропорциональна напору $(v\simeq\sqrt{2gH})$, условие подобия потоков по числу Фруда можно записать так:

$$\left(\frac{\eta_г gH}{gD_1}\right)_м=\left(\frac{\eta_г gH}{gD_1}\right)_н,$$

или (принимая $\eta_{г.\,м}=\eta_{г.\,н}$):

$$\left(\frac{H}{D_1}\right)_м=\left(\frac{H}{D_1}\right)_н.$$

Таким образом, кавитационные испытания модели следует проводить при напоре

$$H_м=\frac{D_{1м}}{D_{1н}}H_т. \qquad (256)$$

Кавитационные испытания моделей низконапорных осевых гидротурбин, у которых величина h_K соизмерима с диаметром рабочего колеса, проводят при значениях напора в соответствии с зависимостью (256). Модели радиально-осевых и высоконапорных осевых турбин обычно испытывают при напорах, близких к натурным.

На основании имеющихся экспериментальных данных между кавитационными коэффициентами модели и натурной турбины установлена приближенная зависимость

$$\frac{\sigma_т}{\sigma_м}=\frac{\eta_{г.\,т}}{\eta_{г.\,м}}, \qquad (257)$$

откуда

$$\sigma_т=\sigma_м\frac{\eta_{г.\,т}}{\eta_{г.\,м}}. \qquad (258)$$

Как было отмечено выше, растворенный в воде воздух ускоряет появление начальной кавитации и ее переход в развитую стадию. При наличии в воде воздуха критическое давление, при котором в потоке появляется кавитация, больше давления парообразования при данной температуре. Для обеспечения равенства $\sigma_м=\sigma_т$ с учетом отличия содержания воздуха в потоках модели и турбины [1] кавитационные испытания модели должны проводиться при напоре

$$H_м=H_т\sqrt{\frac{\delta_м}{\delta_т}}, \qquad (259)$$

где $\delta_м$ и $\delta_т$ — объемное содержание воздуха в потоках модели и турбины.

Если подставить в уравнение (259) средние значения $\delta_м=0{,}5\%$ и $\delta_т=2\%$, соответствующие действительным условиям, то напор на модели будет $H_м=0{,}5\,H_н$. Современные гидротурбинные кавитационные стенды имеют специальные устройства (резорбер, регулятор давления и др.), позволяющие изменять в определенных пределах и поддерживать содержание воздуха в системе, исходя из условия моделирования кавитационных явлений в модели и натурной турбине. Однако при проведении обычных кавитационных испытаний моделей условие (259), как правило, не выполняется, и в результате $\sigma_м\neq\sigma_т$.

На основании исследований и рекомендаций ряда авторов [1] пересчет экспериментальных данных кавитационных испытаний модели на натурную турбину с учетом разного содержания воздуха в потоках следует выполнять по формуле, предложенной Л. С. Шмугляковым,

$$\sigma_т=\sigma_м+9{,}9\left(\frac{\sqrt{\delta_т}}{H_т}-\frac{\sqrt{\delta_м}}{H_м}\right), \qquad (260)$$

где $\delta_т$ и $\delta_м$ — содержание воздуха в потоках натурной турбины и модели; $H_т$ и $H_м$ — напоры натурной турбины и модели.

В заключение отметим, что одновременное выполнение всех условий моделирования кавитационных явлений в потоках невозможно. Так как размеры, напоры и содержание воздуха в воде натурной турбины отличаются от модельных величин, то кавитационные коэффициенты на изогональных режимах работы имеют разные значения. Достаточно надежных способов пересчета кавитационного коэффициента модели на условия натурной турбины пока нет. Поэтому при определении высоты отсасывания натурной турбины ограничиваются, как правило, тем, что принимают величину кавитационного коэффициента натурной турбины с некоторым запасом (см. § 32). Поправку $\Delta\sigma$ принимают для того, чтобы исключить в натурной

турбине развитую кавитацию. Поскольку начальная кавитация предшествует развитой, то не исключена возможность, что в потоке натурной турбины она имеет место. На возникновение начальной кавитации влияет также поверхностное натяжение пузырьков (учитываемое критерием Вебера We) и физические свойства жидкости. Кроме того, развитие кавитации в проточной части зависит от времени прохождения потока через зону пониженного давления (критерий Рейнхардта Rh). Вследствие отличия диаметров и напоров модели и натурной турбины числа We и Rh в потоках не равны, и поэтому степень разрушения проточной части и зоны кавитационного разрушения у модели и натурной гидротурбины разные.

§ 34. Влияние геометрических параметров проточной части и лопастной системы рабочего колеса на кавитационные характеристики гидротурбины

Кавитационный коэффициент турбины зависит от геометрии проточной части и формы лопастей рабочего колеса. При разработке новой проточной части гидротурбины необходимо: выбрать контуры

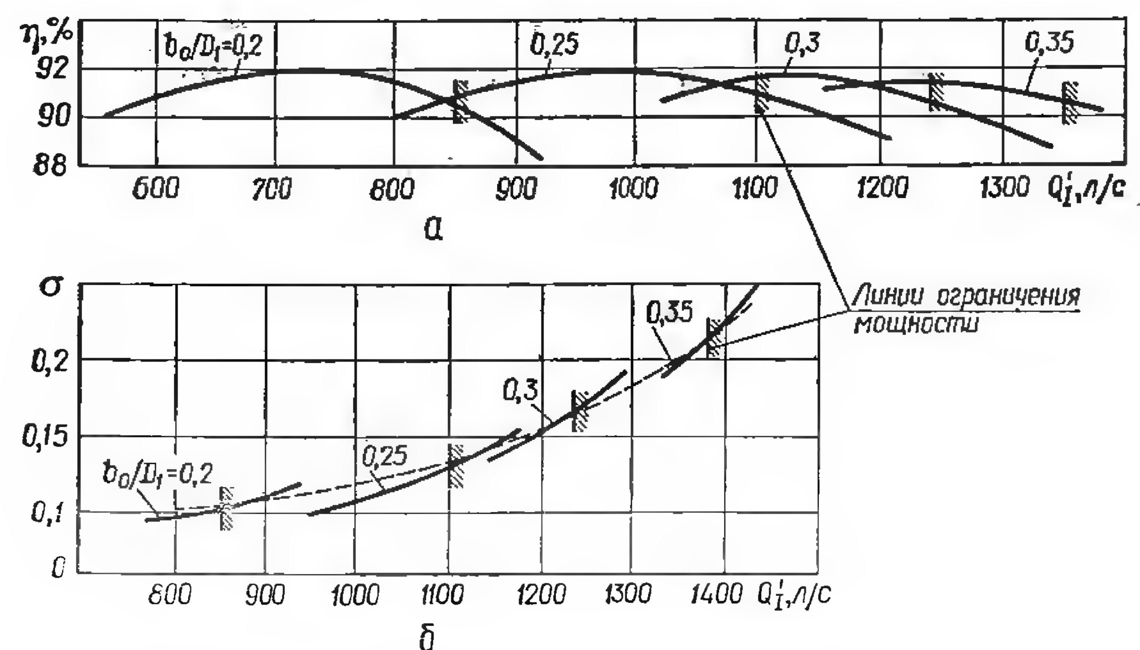


Рис. 64. Влияние относительной высоты направляющего аппарата на: *а* — энергетические; *б* — кавитационные характеристики (экспериментальные данные ЛМЗ для радиально-осевых гидротурбин типа РО115).

полости турбины на основании имеющихся экспериментальных данных гидротурбин близких параметров; дать расчетную оценку кавитационных качеств проектируемых рабочих колес и отобрать наиболее перспективные варианты; выполнить кавитационные испытания моделей отобранных рабочих колес в принятой проточной части.

Такой подход значительно сокращает время и средства, затрачиваемые на разработку новой проточной части турбины, обладаю-

щей требуемыми энергетическими и кавитационными качествами применительно к заданным условиям ГЭС.

Выбор контуров и размеров полости. Относительная высота направляющего аппарата (b_0/D_1) оказывает влияние на средние скорости в проточной части и, следовательно, на КПД и кавитационный коэффициент турбины. Как показывают опытные исследования, увеличение отношения b_0/D_1 приводит к снижению средней скорости потока и улучшению энергетических и кавитационных характеристик турбины при различных режимах работы турбин (рис. 64, *а*, *б*). Однако с ростом b_0/D_1 увеличиваются напряжения в лопатках направляющего аппарата и лопастях рабочего колеса. Рекомендуемые номенклатурой гидротурбин (§ 44) значения b_0/D_1 в зависимости от напора учитывают эти факторы. Выбрав величину b_0/D_1 на заданный напор, переходят к заданию формы и размеров полости, имея в виду, что увеличение площади потока на выходе из рабочего колеса приводит к падению скоростей и улучшению кавитационных характеристик. В случае осевых и диагональных турбин необходимо также учитывать влияние втулочного отношения $\bar{d} = d_{вт}/D_1$ и диаметра горловины камеры рабочего колеса D_2 на расчетную предельную величину $\sigma_{пр}$ кавитационного коэффициента турбины. Втулочное отношение назначают минимально возможной величины (рис. 65), необходимой для размещения механизма поворота лопастей рабочего колеса.

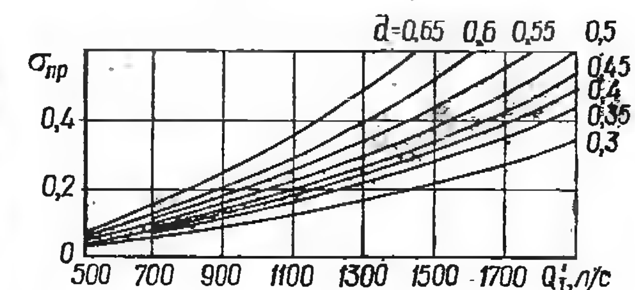


Рис. 65. Влияние втулочного отношения на предельное значение кавитационного коэффициента осевой гидротурбины.

Обычно при разработке новой лопастной системы рабочего колеса используют полости номенклатурных рабочих колес близкой быстроходности и в случае необходимости вносят изменения в очертание полости, основанные, главным образом, на экспериментальных исследованиях [23; 28].

Предварительная оценка кавитационных качеств рабочего колеса. Кавитационный коэффициент турбины определяется разрежением, создаваемым отсасывающей трубой и падением давления на лопастях рабочего колеса [7; 17; 28]. Число лопастей и их форма влияют на расстояние в свету между соседними лопастями, величину скоростей на выходе из рабочего колеса и падение давления в потоке. Для расчетной оценки кавитационных показателей проектируемой лопастной системы рабочего колеса обычно используют данные решения прямой задачи. Решая прямую решетчатую задачу, получают распределение скоростей и давления на лопастях проектируемого рабочего колеса, что дает возможность оценить кавитационный коэффициент рабочего колеса [19; 28].

§ 35. Меры по предотвращению кавитации или ослаблению ее последствий

Для исключения развитой кавитации или уменьшения ее последствий в практике гидротурбостроения используют ряд мер, из которых следует отметить следующие:

1. Разработка новых типов и дальнейшее совершенствование номенклатурных рабочих колес. При разработке лопастной системы колеса необходимо при помощи расчетных методов проанализировать такие ее параметры: кривизну, толщину и углы установки профилей, углы атаки на входе в рабочее колесо, густоту решетки, которые существенно влияют на величины скоростей, распределение давления на поверхности лопасти, а следовательно, на кавитационный коэффициент турбины [7; 28]. Меньшие значения $\sigma_т$, а следовательно, бо́льшие допустимые значения высоты отсасывания имеют те рабочие колеса, у которых распределение давления на лопастях более равномерное. В результате всесторонних расчетных и экспериментальных исследований создан ряд рабочих колес, обладающих высокими энергетическими и кавитационными показателями [23]. Благодаря большим успехам, достигнутым в совершенствовании проточной части, разработке конструкций и технологии изготовления гидротурбины применяют в настоящее время на более высокие напоры: осевые вертикальные — до 80 *м*, а радиально-осевые — до 700 *м*.

Другим эффективным средством предотвращения развитой кавитации в гидротурбине является правильный выбор минимальной допустимой высоты отсасывания. Принимаемые значения кавитационного коэффициента гидротурбин должны обеспечивать экономически приемлемые величины H_s. Максимальное заглубление турбины под нижний бьеф, допускаемое при строительстве приплотинных и русловых ГЭС, принимают примерно $H_s = -(6 \div 8)$ *м*. Дальнейшее заглубление подводной части этого типа ГЭС экономически неоправдано, так как связано с чрезмерным увеличением объема строительных работ и стоимости подводной части здания.

2. Одной из мер по защите деталей проточной части гидротурбин от кавитационных разрушений является применение легированных сталей, покрытий, наплавок и обеспечение высокой чистоты обработки их поверхностей. Между начальной, эрозионной и критической кавитацией существует следующая зависимость:

$$\sigma_{нач} > \sigma_{кр.\,эр} > \sigma_{кр.\,т},$$

где $\sigma_{нач}$ — кавитационный коэффициент турбины, при котором кавитация возникает в отдельных местах проточной части; $\sigma_{кр.\,эр}$ — кавитационный коэффициент, при котором начинается разрушение проточной части, изготовленной из стали с известными механическими характеристиками; $\sigma_{кр.\,т}$ — критический коэффициент турбины, который характеризует высоту отсасывания турбины.

В процессе эксплуатации проточная часть турбины может разрушаться, вследствие чего ее КПД и мощность снижаются. Чтобы обоснованно выбрать марки стали для изготовления деталей проточной части, необходимо располагать экспериментальными данными по кавитационной стойкости различных материалов, которые характеризуются значением $\sigma_{кр.\,эр}$ [17]. Поскольку таких данных пока недостаточно, то для изготовления проточной части гидротурбин желательно использовать кавитационностойкие стали и наплавки. Отбор сталей, наплавок и покрытий, которые хорошо противостоят разрушающему воздействию кавитации, проводят при испытании образцов как в лаборатории, так и в натурных условиях. К лабораторным методам исследования кавитационной стойкости материалов относят: магнитострикционный; метод вращающегося диска, на котором крепятся образцы; исследование разрушения образцов, помещенных в поток через трубу Вентури [17]. Лабораторные и натурные исследования показали, что механические свойства, микроструктура и химический состав металлов и сплавов существенно влияют на их способность противостоять кавитационному разрушению.

Для изготовления деталей проточной части средне- и высоконапорных гидротурбин (лопастей и камер осевых рабочих колес, рабочих колес радиально-осевого типа, лопаток направляющего аппарата), в проточной части которых имеется повышенная опасность скоростной эрозии и кавитации, применяют следующие материалы: малоуглеродистые стали с покрытием мест, подвергаемых воздействию кавитации, листами нержавеющих сталей или наплавкой электродами; марганцовистые стали типа 20 ГСЛ ($C = 0{,}16 \div 0{,}22\%$; $Mn = 1 \div 1{,}3\%$; $Si = 0{,}6 \div 0{,}8\%$) с улучшенными механическими показателями и кавитационностойкими покрытиями; нержавеющие стали типа 20Х13Н-Л ($C = 0{,}17 \div 0{,}23\%$; $Cr = 12 \div 14\%$; $Ni = 0{,}6 \div 1\%$; $Mn = 0{,}5 \div 0{,}8\%$; $Si = 0{,}7\%$); специальные бронзы. Наибольшее применение в гидротурбостроении получают нержавеющие стали и стали с очень малым содержанием углерода ОХ12НД ($C \leqslant 0{,}1\%$; $Cr = 12 \div 13{,}5\%$; $Ni = 1 \div 1{,}5\%$; $Cu = 1 \div 1{,}3\%$; $Mn = 0{,}2 \div 0{,}64\%$; $Si = 0{,}4\%$). Нержавеющие стали типа 20Х13Н-Л обладают высокими механическими свойствами, хорошо противостоят воздействию кавитации, но для их сварки требуется специальная технология. Сталь ОХ12НД, разработанная в последние годы ЦНИИТмаш, лучше сваривается и применяется для изготовления сварных рабочих колес. Широкое применение легированных сталей в гидротурбостроении позволяет увеличить надежность и срок службы гидротурбин.

3. Меры, применяемые для уменьшения кавитации в турбинах при их эксплуатации на ГЭС:

ограничение режимов эксплуатации в соответствии с показателями приборов — анализаторов кавитации, фиксирующих степень

развития кавитации в проточной части гидротурбины (§ 36), т. е. назначение таких режимов работы, при которых степень развития кавитации в потоке безопасна не только с точки зрения падения мощности или КПД, но и кавитационного разрушения;

впуск воздуха под рабочее колесо из атмосферы или под давлением для уменьшения полостной кавитации и пульсаций давления в проточной части турбины. Вводимый в определенных местах и в нужном количестве воздух уменьшает вибрации агрегата на нерасчетных режимах работы (режимы, на которых должен впускаться воздух, место его впуска, давление и количество воздуха определяются при проведении пульсационных испытаний геометрически подобной модели).

Катодная защита лопастей рабочего колеса, которая основана на принципе выделения водорода при пропускании тока определенной силы и направления через лопасти рабочего колеса в потоке, обтекающем лопасти, пузырьки водорода, появляющиеся на поверхности, оказывают демпфирующее воздействие при разрушении кавитационных пустот. Катодная защита проточной части от кавитационного разрушения может быть успешно использована лишь в тех случаях, когда интенсивность кавитации в потоке небольшая.

Существует и другая точка зрения, согласно которой возникающая при катодной защите поляризация поверхностей лопастей, благодаря наложению отрицательного потенциала, предохраняет их от разрушения (Орго В. М. Гидротурбины. Л., Изд-во Ленинградского университета, 1975).

§ 36. Методы кавитационных испытаний гидротурбин

Методы исследования кавитации в проточной части агрегатов основаны на изменении характеристик гидротурбины и физических свойств потока, вызванных кавитацией. В гидромашинах применяют следующие методы кавитационных испытаний:

1. Энергетический метод определения значений критического кавитационного коэффициента модели турбины на различных режимах работы, при которых наблюдается изменение КПД и мощности турбины. Этот метод проведения кавитационных испытаний моделей изложен в § 43.

2. Вспомогательные методы исследования кавитации и определения кавитационных зон в проточной части: фотометрический и визуальный методы, стробоскопирование и скоростная киносъемка потока. Подобные исследования предназначены для выявления начальных форм и процесса развития кавитации в рабочем колесе и отсасывающей трубе. Такие экспериментальные данные используют для дальнейшего совершенствования проточной части и улучшения кавитационных характеристик гидротурбин.

3. Методы исследования кавитации в натурных гидротурбинах, основанные на изменении физических свойств потока при начальной и развитой кавитации, когда поток насыщается пузырьками пара и газов, количество и размеры которых зависят от стадии развития кавитации. К ним относятся: омический; акустический и др.

Омический метод основан на том, что омическое сопротивление потока зависит от его насыщения пузырьками пара и газов и растет по мере развития кавитации в потоке. Пропуская электрический ток через кавитирующий поток, замеряют его сопротивление и фиксируют начальную и развитую стадии кавитации по резкому возрастанию сопротивления электрической цепи. Применяемый прибор — омический анализатор кавитации — регистрирует изменение сопротивления электрического тока, пропускаемого через пару электродов, установленных на выходе из рабочего колеса и включенных в одно плечо электрического моста прибора. Для того чтобы исключить влияние изменений температуры и физических свойств воды на показания прибора, другая пара электродов, подсоединенных к другому плечу электрического моста, помещается в ванну, заполненную водой из спиральной камеры. Дифференциальный омический метод, разработанный сотрудниками ХПИ им. В. И. Ленина и Харьковского авиационного института под руководством Л. С. Шмуглякова, позволяет определять степень развития кавитации в потоке под рабочим колесом в зависимости от режима турбины. Он прошел успешные лабораторные и натурные испытания на ряде турбин отечественных ГЭС.

Акустический метод исследования кавитации использует ультразвуковые колебания в потоке, которые возникают при зарождении, росте и последующей конденсации кавитационных пузырьков в зоне повышенного давления. Как показали опытные исследования, наибольшая интенсивность кавитации в турбине соответствует полосе частот ультразвуковых колебаний $f = 100 \div 250$ *кгц*. Регистрируя частоты и интенсивность ультразвуковых колебаний в потоке при помощи специального прибора (гидрофона), судят о наличии и развитии кавитации в гидротурбине. Метод достаточно прост и надежен при исследовании кавитационных характеристик гидротурбин на ГЭС.

При наличии кавитации в потоке наблюдаются механические вибрации определенной частоты отдельных деталей гидротурбин, величина которых используется для оценки степени развития кавитации (вибрационный метод).

4. Методы, использующие кавитационное разрушение проточной части для оценки степени развития кавитации. Детали проточной части (например, лопасти рабочего колеса) покрывают специальными лаками или пластинками из отожженного алюминия. Под воздействием кавитации покрытия частично разрушаются, что позволяет определить места и интенсивность кавитационных разрушений проточной части гидротурбины.

Глава V. ХАРАКТЕРИСТИКИ, НОМЕНКЛАТУРА И ВЫБОР ГИДРОТУРБИН

§ 37. Виды характеристик гидротурбин

Режимы работы гидротурбин на ГЭС определяются графиком нагрузки энергосистемы и характеристиками гидроагрегатов. При различных условиях работы гидроагрегатов на ГЭС важно знать не только мощность, но и коэффициент полезного действия и другие показатели. С другой стороны, чтобы правильно выбрать тип, диаметр, частоту вращения и высоту отсасывания гидротурбины для заданных условий ГЭС (напоры, мощность и число агрегатов), необходимо располагать данными исследований различных гидротурбин, которые представляют в виде энергетических, кавитационных и других характеристик, получаемых при исследовании моделей на гидротурбинных стендах. Значения КПД, кавитационного коэффициента и других величин на различных режимах работы выражают в зависимости от основных параметров турбин (D_1, n, Q, H).

Изменение режимов работы натурной и модельной гидротурбин достигается различными путями. Гидротурбина на ГЭС работает при постоянной частоте вращения, но при разных напорах и расходах (мощностях). Модель турбины испытывают, как правило, при постоянном напоре, но при разных значениях нагрузки и частоты вращения. Характерной особенностью реактивной гидротурбины для конкретных условий эксплуатации является изменение ее расхода при постоянной частоте вращения n, *об/мин*, при помощи поворота лопаток направляющего аппарата и лопастей рабочего колеса (в случае поворотнолопастных турбин). При этом структура потока на входе и выходе из рабочего колеса значительно меняется, что является причиной изменения характеристик турбины при переходе от одного режима работы к другому. Таким образом, в реактивной гидротурбине расход и частота вращения являются независимыми переменными. В общем случае число независимых переменных зависит от типа гидротурбины.

Структура потока в проточной части турбины определяется ее геометрическими очертаниями, открытием направляющего аппарата и углом установки лопастей. Открытие направляющего аппарата a_0 реактивной гидротурбины представляет собой кратчайшее расстояние между соседними лопатками, которое изменяется в зависимости от их углового положения (рис. 67). В ковшовой турбине открытие сопла регулируется при помощи перемещающейся иглы. Угол установки лопастей рабочего колеса φ поворотнолопастных гидротурбин отсчитывают от условного нуля ($\varphi = 0$), при котором периферийное сечение лопасти установлено под расчетным углом $\beta_{расч}$. Разворот лопастей и увеличение угла установки лопасти соответствуют положительным углам φ; закрытие лопастей и уменьшение углов установки лопасти $\beta_{уст}$ по сравнению с расчетной величиной — отрицательным углам φ.

Энергетические, кавитационные и другие показатели гидротурбин можно представить в виде следующих зависимостей, называемых характеристиками [13; 18]. Для жестколопастных реактивных гидротурбин характеристики можно представить в виде следующих зависимостей:

$$\left.\begin{aligned} N &= f_1(D_1;\ a_0;\ H;\ n); \\ Q &= f_2(D_1;\ a_0;\ H;\ n); \\ \eta &= f_3(D_1;\ a_0;\ H;\ n); \\ H_s &= f_4(D_1;\ a_0;\ H;\ n). \end{aligned}\right\} \qquad (261)$$

Для поворотнолопастных турбин, у которых одновременно изменяются открытие направляющего аппарата и угол установки лопастей, характеристики имеют вид:

$$\left.\begin{aligned} N &= f_1(D_1;\ a_0;\ \varphi;\ H;\ n); \\ Q &= f_2(D_1;\ a_0;\ \varphi;\ H;\ n); \\ \eta &= f_3(D_1;\ a_0;\ \varphi;\ H;\ n); \\ H_s &= f_4(D_1;\ a_0;\ \varphi;\ H;\ n). \end{aligned}\right\} \qquad (262)$$

Из рассмотрения зависимостей (261) и (262) следует, что:

число независимых переменных для радиально-осевых, пропеллерных и ковшовых гидротурбин равно четырем (регулирование расхода таких, так называемых гидротурбин одиночного регулирования, осуществляется за счет изменения открытия направляющего аппарата);

для поворотнолопастных гидротурбин (осевых и диагональных) число независимых переменных, влияющих на энерго-кавитационные показатели, равно пяти (поворотнолопастные гидротурбины имеют двойное регулирование: одновременное и согласованное изменение открытия направляющего аппарата и угла установки лопастей рабочего колеса).

Графически представить изменение функции от четырех или пяти независимых переменных невозможно, поэтому общие зависимости вида (261) или (262) раскладывают на ряд простых. Такие частные характеристики, называемые линейными (их независимая переменная откладывается вдоль оси абсцисс), устанавливают связь между двумя параметрами при условии, что остальные величины не изменяются. Различают следующие виды линейных характеристик: оборотную; расходную; напорную; мощностную (рис. 66). Однако линейные характеристики, имея одну независимую переменную, односторонне представляют свойства гидротурбин, поскольку на ГЭС одновременно изменяются два параметра — мощность гидротурбины и ее напор. Для полного представления показателей гидротурбин используют универсальные характеристики, содержащие зависимости определенных параметров от двух независимых переменных. Так, например, эксплуатационная, или напорно-мощностная характеристика $\eta = f\ (N - H)$, которую строят для выбранного диаметра и частоты вращения турбины в координатах

$N — H$, содержит изолинии равных КПД $\eta = \text{const}$, высот отсасывания $H_s = \text{const}$ и линию ограничения мощности (§ 46).

По данным испытаний моделей гидротурбин в координатах $Q'_I — n'_I$ строят оборотно-расходные универсальные характеристики. Универсальная характеристика модели описывает энергетические и кавитационные качества турбины при различных режимах работы, представленные в виде семейства кривых: $\eta = \text{const}$;

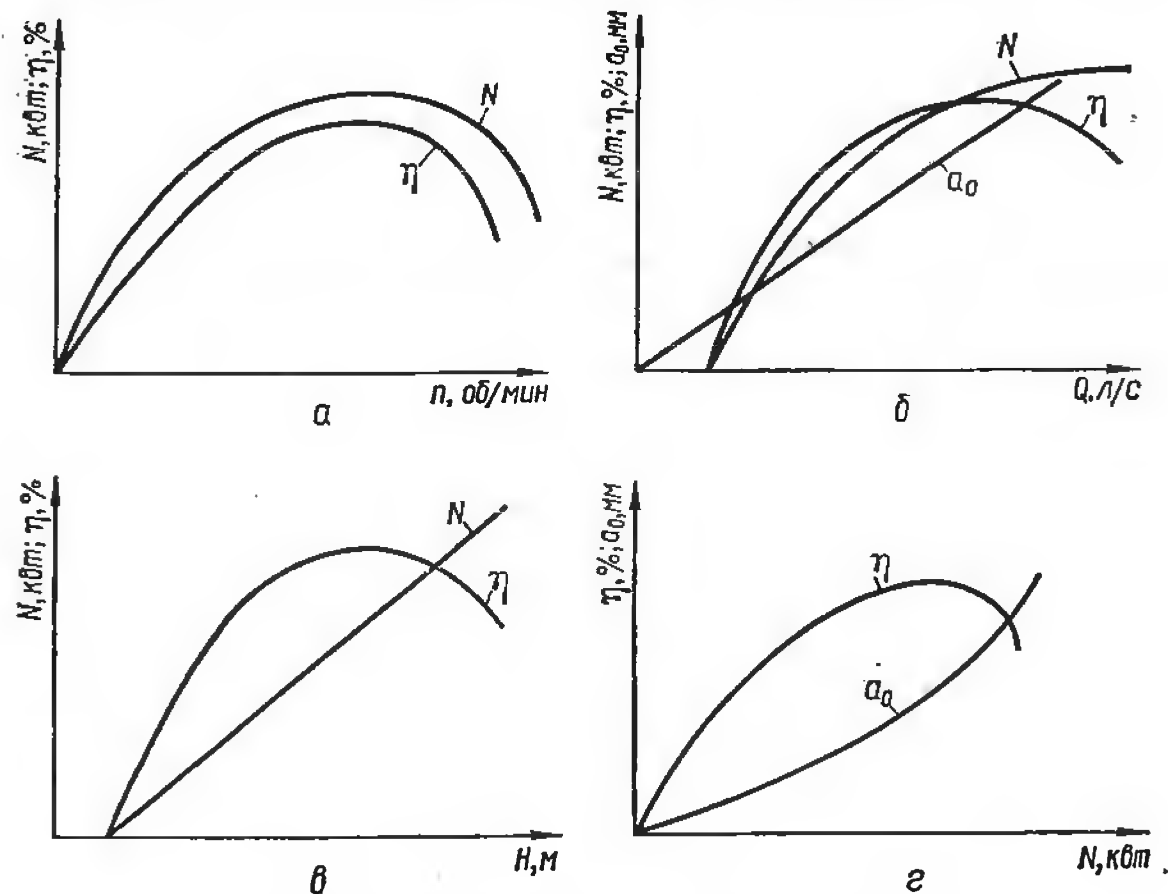


Рис. 66. Линейные характеристики гидротурбин:
а — оборотные; $N = f(n)$; $\eta = f(n)$; *б* — расходные $a_0 = f(Q)$; $N = f(Q)$; $\eta = f(Q)$; *в* — напорные $\eta = f(H)$; $N = f(H)$; *г* — мощностные $\eta = f(N)$; $a_0 = f(N)$.

$\sigma = \text{const}$, а также линий равных открытий $a_0 = \text{const}$; углов $\varphi = \text{const}$ (для поворотнолопастных турбин) и линию 5% запаса мощности (для радиально-осевых и пропеллерных гидротурбин).

Построение различных линейных и универсальных характеристик по данным испытаний моделей приведено в §§ 41, 42, 43. Использование универсальных характеристик моделей при определении основных параметров и построении линейных и эксплуатационных характеристик натурных гидротурбин см. §§ 45 и 46.

§ 38. Способы регулирования расхода

Энергетические и кавитационные показатели гидротурбин и форма их характеристик зависят от способа регулирования расхода [7; 22]. В радиально-осевой гидротурбине расход регулируется

при помощи изменения открытия a_0 направляющего аппарата (рис. 67, *а*). В поворотнолопастных — за счет одновременного изменения открытия a_0 и угла установки лопастей φ (рис. 67, *б*). Регулирование расхода ковшовой гидротурбины осуществляется за счет перемещения иглы в сопле (рис. 67, *в*). Положение иглы определяет открытие сопла a_0, площадь струи $F_{стр} = f(a_0)$ и ее скорость $v_{стр}$. Таким образом, расход ковшовой турбины

$$Q = v_{стр} F_{стр} = \varphi \sqrt{2gH} f(a_0) = f(a_0, H). \tag{263}$$

Следовательно, расход не зависит от частоты вращения турбины и формы ковшей рабочего колеса.

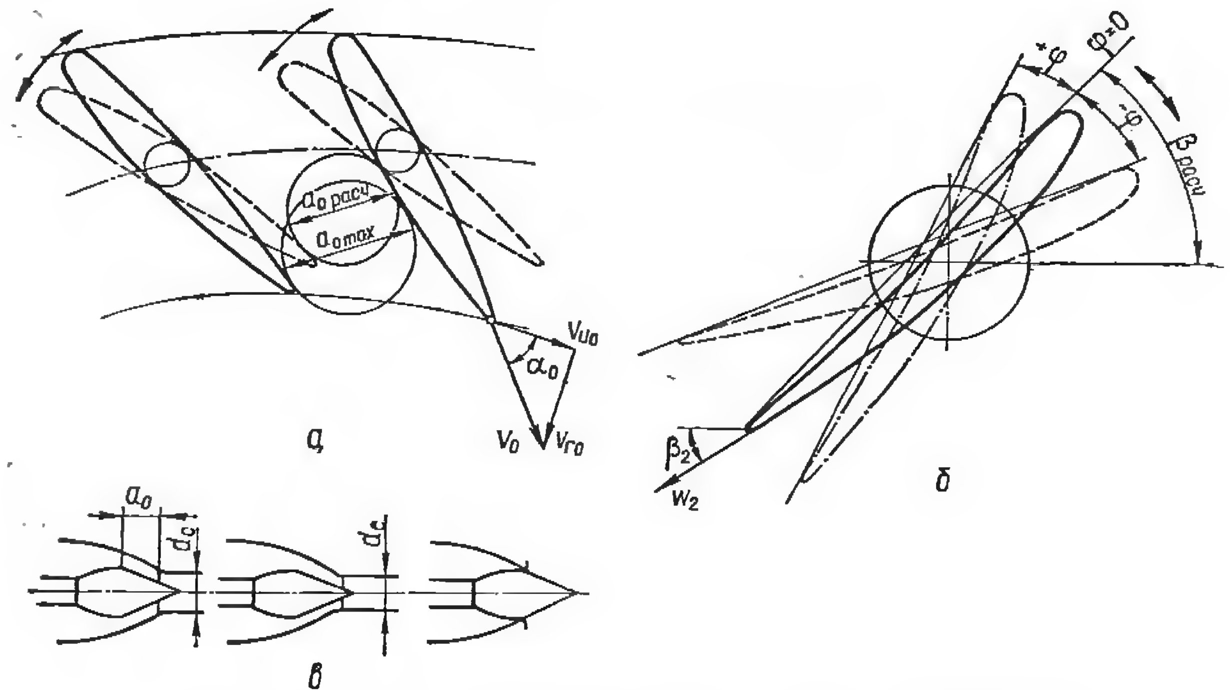


Рис. 67. Способы регулирования расхода через гидротурбину:
а — изменением открытия направляющего аппарата; *б* — изменением угла установки лопастей рабочего колеса; *в* — изменением открытия сопла.

Чтобы установить зависимость пропускной способности реактивных гидротурбин от геометрических размеров и структуры потока в проточной части, можно воспользоваться уравнением Л. Эйлера для турбомашин

$$\eta_г g H = \frac{\omega}{2\pi}(\Gamma_1 — \Gamma_2). \tag{264}$$

Циркуляция на входе в рабочее колесо Γ_1 создается направляющим аппаратом (рис. 68, *а*):

$$\Gamma_0 = \pi D v_{u_0} = \pi D v_{r_0} \operatorname{ctg} \alpha_0 = \Gamma_1. \tag{265}$$

Подставив значение $v_{r_0} = \frac{Q}{\pi D b_0}$ в уравнение (265), получают

$$\Gamma_1 = \frac{Q}{b} \operatorname{ctg} \alpha_0. \tag{266}$$

Циркуляцию Γ_2 на выходе из рабочего колеса в первом приближении можно определять для средней по расходу поверхности тока $0—1—2$ (рис. 68, *а*):

$$\Gamma_2 = \pi D_{2ср} v_{u_2} = \pi D_{2ср} (u_2 - v_{m_2} \operatorname{ctg} \beta_2). \tag{267}$$

Подставляя в уравнение (267) значения $u_2 = \frac{\pi D_{2ср} n}{60}$ и $v_{m_2} = \frac{Q}{F_2}$ (F_2 — площадь потока на выходе из рабочего колеса), получают зависимость между циркуляцией Γ_2, геометрическими параметрами рабочего колеса и расходом

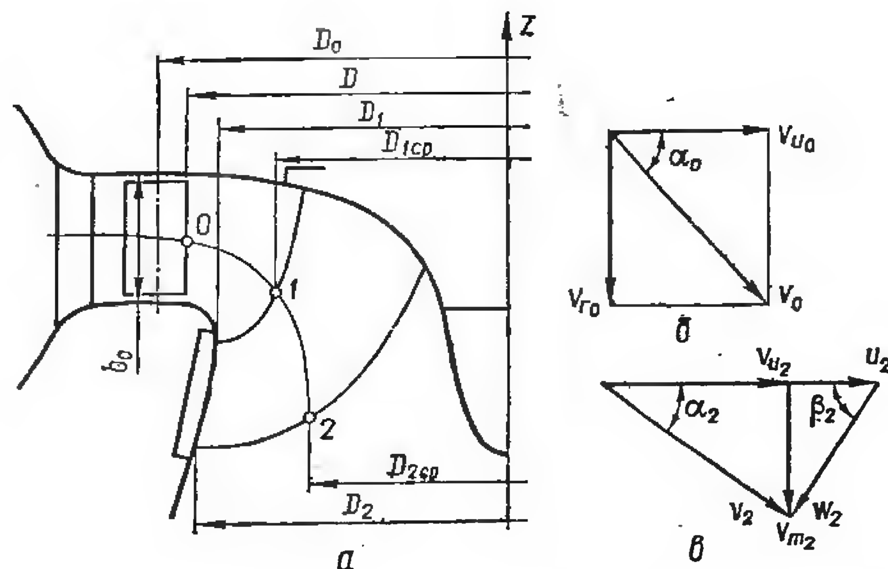


Рис. 68. Связь между циркуляциями Γ_1 и Γ_2 и расходом через турбину:

а — меридиональная проекция полости гидротурбины; *б* — треугольник скоростей на выходе из направляющего аппарата; *в* — то же на выходе из рабочего колеса.

$$\Gamma_2 = \frac{\pi^2 D_{2ср}^2 n}{60} - Q \frac{\pi D_{2ср}}{F_2} \operatorname{ctg} \beta_2. \tag{268}$$

Подставив значения Γ_1 и Γ_2 в исходное уравнение (264) и выполнив преобразования, получают выражение для определения расхода через гидротурбину:

$$Q = \frac{\frac{60\eta_г g H}{n} + \frac{\pi^2 D_{2ср}^2 n}{60}}{\frac{\operatorname{ctg} \alpha_0}{b_0} + \frac{\pi D_{2ср} \operatorname{ctg} \beta_2}{F_2}} = \frac{A}{B \operatorname{ctg} \alpha_0 + C \operatorname{ctg} \beta_2}, \tag{269}$$

где

$$A = \frac{60\eta_г g H}{n} + \frac{\pi^2 D_{2ср}^2 n}{60}; \quad B = \frac{1}{b_0}; \quad C = \frac{\pi D_{2ср}}{F_2}.$$

$\alpha_0 \uparrow \Rightarrow tg\, \alpha_0 \uparrow \rightarrow ctg\, \alpha_0 \downarrow \Downarrow Q \uparrow$

$Q = Q(\alpha_0)$

Из выражения (269) следует, что на пропускную способность турбины влияют: геометрические размеры проточной части (F_2; $D_{2ср}$; b_0), форма потока в проточной части (углы потока на выходе из направляющего аппарата α_0 и на выходе из рабочего колеса β_2), напор H и частота вращения n турбины. Рассмотрим применяемые способы регулирования расхода реактивных гидротурбин.

1. Регулирование расхода при помощи направляющего аппарата с поворотными лопатками. При изменении открытия направляющего аппарата (рис. 67, *а*, 68, *б*) угол потока α_0 на выходе из него также меняется. При закрытии направляющего аппарата угол α_0 и расход через турбину уменьшаются. При открытии направляющего аппарата величина угла α_0 растет ($\operatorname{ctg} \alpha_0$ уменьшается), поэтому расход увеличивается. Этот способ регулирования расхода применяют в радиально-осевых и пропеллерных гидротурбинах. Синхронный поворот лопаток осуществляется при помощи сервомоторов направляющего аппарата и механизма поворота.

2. Двойное регулирование расхода при помощи поворота лопаток направляющего аппарата и лопастей рабочего колеса. В этом случае имеет место одновременное и согласованное изменение углов α_0 и β_2. Этот принцип регулирования применяют в поворотно-лопастных осевых и диагональных гидротурбинах.

Возможны и другие способы регулирования расхода, но применяют их значительно реже. К ним относятся следующие:

3. Регулирование расхода за счет изменения угла потока β_2 на выходе из рабочего колеса. При этом угол установки лопастей рабочего колеса меняется (поворотные лопасти), а лопатки направляющего аппарата — неподвижные.

4. Изменение высоты направляющего аппарата при помощи изменения положения цилиндрического щита, установленного перед направляющим аппаратом. Опусканием и подниманием щита регулируют расход через гидротурбину.

5. Одновременное изменение высоты аппарата и положения его лопаток. Такое регулирование расхода осуществимо для радиально-осевой гидротурбины средней быстроходности, имеющей цилиндрическую форму лопасти у верхнего обода рабочего колеса.

Способы 1, 3, 4 относятся к одиночным способам регулирования расхода. Способы 2 и 5 обеспечивают двойное регулирование расхода. Гидротурбины двойного регулирования расхода имеют высокие значения КПД в широком диапазоне изменения напора и мощности, т. е. значительно эффективнее по сравнению с гидротурбинами одиночного регулирования. Благодаря согласованному положению лопаток и лопастей на комбинаторных режимах поток на выходе из рабочего колеса слабо закручен ($\Gamma_2 \cong 0$), вследствие чего обеспечивается максимально возможный КПД турбин.

§ 39. Основные задачи и объем модельных испытаний

Для улучшения энергетических, кавитационных и пульсационных характеристик гидротурбин и увеличения их быстроходности необходимо применять современные методы гидродинамических расчетов проточной части и проводить всесторонние экспериментальные исследования их моделей.

Гидромеханические методы расчета содержат ряд допущений, и, как правило, не учитывают взаимное влияние элементов проточной части. Поэтому окончательная оценка показателей спроектированной проточной части может быть выполнена только после проведения экспериментальных исследований моделей. В связи с этим требования к конструкциям и параметрам гидротурбинных стендов, а также измерительным приборам непрерывно возрастают, поскольку точность модельных испытаний существенно влияет на надежность полученных данных и выдаваемых гарантий для натурных гидротурбин. Испытания моделей гидротурбин стремятся проводить в условиях, близких к натурным. В объем модельных испытаний проточной части турбины входят: определение энергетических и кавитационных характеристик модели; снятие пульсационных характеристик; определение силовых характеристик направляющего аппарата и рабочего колеса, замер напряжений в лопатках и лопастях; определение разгонных характеристик модели и величины осевого гидравлического усилия, действующего на рабочее колесо. При более подробных экспериментальных исследованиях замеряют поток в различных сечениях проточной части, определяют распределение давления на лопатках направляющего аппарата, лопастях и ободах вращающегося рабочего колеса и проводят другие специальные работы.

Данные опытных исследований моделей используют для: определения диаметра, частоты вращения и других параметров натурной гидротурбины, а также построения ее эксплуатационной характеристики; расчета на прочность деталей и узлов турбины и генератора; совершенствования гидродинамических методов расчета проточной части; уточнения формул пересчета КПД и других величин с модели на натурную турбину.

Современные гидротурбинные стенды обеспечивают высокую точность модельных испытаний, что необходимо для надежного определения значений максимального и среднеэксплуатационного КПД натурной гидротурбины, ее правильной установки на ГЭС и эффективной эксплуатации энергетического оборудования в целом.

§ 40. Краткая характеристика современных гидротурбинных стендов

Оборудование гидротурбинного стенда должно обеспечивать необходимые условия для проведения испытаний моделей гидротурбин. Диаметры моделей гидротурбин и напоры их испытаний на-

значают с учетом выполнения условий моделирования потоков по основным критериям подобия [1; 15]. При проведении энергетических испытаний моделей основным требованием является обеспечение в потоке определенных значений числа Рейнольдса $Re \geqslant (1{,}5 \div 2)\ 10^6$ (зона автомодельности). Это удается достичь, в частности, при диаметрах моделей $D_1 = 500 \div 800$ *мм* и напорах $H = 4 \div 6$ *м*.

В свою очередь, для выполнения подобия при кавитационных и пульсационных испытаниях моделей необходимо применять значительно большие напоры, обеспечивать подобие по содержанию воздуха в воде и т. д.

Таблица 5. **Основные технические характеристики современных гидротурбинных стендов**

Название страны и фирмы (лаборатории)	Диаметр модели $Д_1$, *мм*	Напор испытаний H, *м*	Расход Q, *л/с*	Мощность насосов, N, *квт*	Тип стенда (открытый или замкнутый)	Дата пуска
Канада. Доминион Инжинирин Воркс	400	6—24	1000	300	Замкнутый	1953
Франция. Нейрпик	500—600	25	300—1200	225	«	1954
Швеция. КМВ.	250—275	12	450	75	«	
Япония. Мицубиси	200—300	20—55	300—600	500	«	
Югославия. Любляна	350—500	25—50	1000—1500	800	«	
Швейцария. Эшер-Висс	250—300	100	300—1100	870	«	1953
США. Морган Смит	305	90	1300—1600	600	«	1956
Австрия. Грац-Андриц	300—450	10—100	200—950	800	«	1956
Англия. Инглиш-Электрик	300—500	3—275	1700	670	«	
Англия. Н. Е. Л.	250—500	90	1400	210—350	«	1961
Индия. Хардвар Х. Е.	250	16—20	500	170	«	1970
Индия. Пуна (Ц. В. С)	350—500	23	3100	600	«	1969
СССР. ЛМЗ	460	60	2800	1000	«	1965
СССР. ХТГЗ	460	100—150	3000	3000	«	1967

Из рассмотрения технических характеристик некоторых современных стендов (табл. 5) следует, что наблюдается две тенденции в проведении модельных испытаний: испытание моделей гидротурбин максимально возможных размеров $D_1 = 500 \div 800$ *мм* при умеренных напорах $H = 4 \div 6$ *м*; испытание моделей турбин $D_1 = 250 \div 460$ *мм* при натурных или максимально приближающихся к ним напорах $H = 60 \div 150$ *м* и выше.

Основные параметры гидротурбинных стендов (размер модели и напор испытаний) принимают в зависимости от задач исследований и они ограничиваются мощностями приводных насосов и модели турбины.

Поскольку содержание воздуха в воде оказывает определенное влияние на возникновение и развитие кавитации в гидротурбине, при проведении кавитационных испытаний необходимо поддерживать постоянное количество воздуха в воде. Для этой цели предусмотрен резорбер *2*. При прохождении потока через зоны пониженного давления в проточной части модели часть воздуха выделяется и уносится потоком в виде пузырьков в бак нижнего бьефа, откуда они смываются потоком во всасывающий трубопровод насосов. Насосы подают воду под большим давлением в бак большой емкости, называемый резорбером. Время прохождения пузырьков вместе с потоком через резорбер должно быть не менее 60 *с*. Как показывают расчеты и опыт работы стенда, этого достаточно, чтобы воздух снова растворился в воде, прежде чем она поступит в модель турбины. Измерительные устройства и приборы стенда позволяют замерять: расход, напор, мощность и частоту вращения модели, а также температуру воды и содержание воздуха в системе. Расход в системе замеряют при помощи трубы Вентури и ртутного дифференциального манометра; напор — специальным ртутным манометром, подключенным к напорному баку и баку нижнего бьефа. При помощи электрической балансирной машины и электронного счетчика замеряют момент и частоту вращения модели и вычисляют ее мощность на исследуемом режиме [1].

На крупномасштабных стендах, подобных рассмотренным, проводят чистовые испытания лучших моделей гидротурбин с целью окончательного определения их энергетических, кавитационных и других характеристик. Таким испытаниям обычно предшествуют энергетические и кавитационные исследования ряда моделей меньших размеров на малых стендах ($D_1 = 250 \div 350$ *мм*). Отобранные в процессе этих испытаний лучшие варианты рабочих колес проходят испытания на больших стендах.

§ 41. Методика энергетических испытаний моделей гидротурбин

Для определения значений КПД турбины на различных режимах работы проводят энергетические испытания ее модели [1; 15]. С этой целью на различных открытиях направляющего аппарата и нагрузках на валу модели замеряют ряд величин. Число открытий направляющего аппарата выбирают таким, чтобы достаточно полно исследовать различные режимы работы модели (обычно 8—12 открытий). На каждом открытии направляющего аппарата $a_0 = \text{const}$, последовательно изменяя нагрузку на тормозном устройстве, замеряют частоту вращения n, *об/мин*, момент M, напор H и расход Q модели. Для построения оборотной характеристики $\eta = f(n'_1)$ при данном открытии (рис. 71) число точек (режимов) должно быть примерно $10 \div 12$. Для поворотнолопастной турбины указанный объем исследования проводят на каждом углу установки лопастей и различных открытиях направляющего аппарата. Для контроля точности

и повторяемости экспериментальных данных оборотные характеристики строят в процессе проведения испытаний.

При помощи замеренных величин Q, H, M, n вычисляют: мощность, подводимую к модели турбины $N = 9{,}81\ QH$; эффективную мощность на ее валу $N_{эф} = \frac{M\omega}{102}$; КПД турбины; приведенные частоту вращения, расход и мощность. Замеренные и вычисленные величины заносят в протокол испытаний для каждого открытия направляющего аппарата и определенного угла установки лопастей.

Выше, при рассмотрении устройства гидротурбинного стенда, были упомянуты некоторые приборы для замеров расхода, напора,

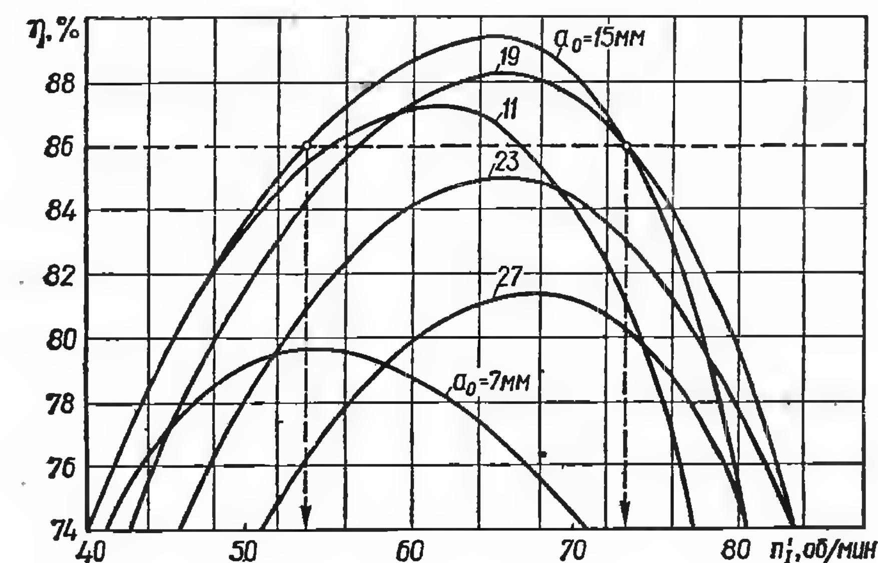


Рис. 71. Оборотные характеристики модели радиально-осевой гидротурбины ($D_1 = 400$ *мм*).

момента и частоты вращения модели. Применение тех или других измерительных приборов зависит от схемы гидротурбинного стенда, назначения и точности проведения испытаний [1; 15].

З а м е р р а с х о д а. В открытых стендах расход воды замеряют при помощи водослива, который должен быть протарирован одним из абсолютных методов определения расхода (подвижной экран, объемный и весовой способы). В замкнутых установках используют вторичные способы замера расхода, для чего устанавливают различные расходомеры (чаще всего трубу Вентури или ее разновидности). Расходомерные устройства тарируют непосредственно на месте их установки в стенде при помощи одного из абсолютных методов. Для определения абсолютного значения КПД применяют один из абсолютных способов замера расхода. Для определения относительного КПД при сравнении между собою различных моделей можно ограничиться одним из вторичных методов замера расхода (водомерная шайба, труба Вентури, водослив и др.).

З а м е р н а п о р а. Напор модели определяют как разность полных удельных энергий потока на входе в спиральную камеру

и на выходе из отсасывающей трубы. Для обеспечения большей точности замеров применяют жидкостные ртутные или металлические манометры высокого класса точности.

З а м е р м о м е н т а. Момент на валу модели замеряют при помощи одного из следующих устройств: тормоза трения; балансирной электрической машины (пендель-генератора); индукторного электрического тормоза; гидравлического тормоза; торсионного динамометра. При выборе способа замера момента необходимо учитывать его величину, частоту вращения вала модели и диапазон их изменения, а также требуемую точность замеров. Для повышения чувствительности устройства для замера крутящего момента применяют специальные опоры вала модели, например гидростатические подшипники.

З а м е р ч а с т о т ы в р а щ е н и я в а л а. В практике экспериментальных исследований наибольшее применение нашли электронные счетчики оборотов вала модели, которые обладают высокой точностью. Частоту вращения замеряют также при помощи импульсного счетчика и реле времени. Число импульсов, подаваемых на счетчик, равно частоте вращения вала в *об/мин*. Если высокая точность замеров не требуется, возможно применение тахометра или тахоскопа.

Замеры расхода, напора, момента и частоты вращения модели проводят только при установившемся режиме работы. Колебания частоты вращения вала во время записи показаний приборов должны находиться в определенных, достаточно узких пределах [15]. Основными причинами колебаний режима работы модели могут быть пульсации напора, вызванные изменением частоты вращения насоса, обеспечивающего циркуляцию воды в стенде; вихреобразования в коленах и других местных сопротивлениях стенда. Для выравнивания поля скоростей и давлений в трубопроводах и на входе в модель устанавливают направляющие лопатки и выпрямляющие поток устройства. Одним из способов устранения или ограничения колебаний частоты вращения модели является применение на современных промышленных стендах следящих устройств, которые при изменении заданной частоты вращения модели подают импульсы для корректировки частоты вращения насоса, обеспечивающего циркуляцию воды в системе.

При проведении испытаний допускается некоторая неравномерность частоты вращения вала модели. Тем не менее, при помощи измерительных приборов и устройств необходимо достаточно точно и надежно измерять средние значения расхода, напора, момента, частоты вращения и других параметров модели. Точность определения КПД турбины зависит от точности замера перечисленных величин. Максимальная возможная ошибка $\Delta\eta$ при определении КПД модели зависит от возможных ошибок замеров отдельных величин:

$$\frac{\Delta\eta}{\eta} = \pm\left(\frac{\Delta\gamma}{\gamma} + \frac{\Delta Q}{Q} + \frac{\Delta H}{H} + \frac{\Delta M}{M} + \frac{\Delta n}{n}\right). \qquad (270)$$

Средняя вероятная погрешность определения КПД

$$\frac{\Delta\eta'}{\eta} = \pm\sqrt{\left(\frac{\Delta\gamma}{\gamma}\right)^2 + \left(\frac{\Delta Q}{Q}\right)^2 + \left(\frac{\Delta H}{H}\right)^2 + \left(\frac{\Delta M}{M}\right)^2 + \left(\frac{\Delta n}{n}\right)^2}. \qquad (271)$$

Так, например, для того чтобы вероятная погрешность определения КПД модели не превышала $\pm 1\%$, ошибка при замере отдельных величин не должна быть больше 0,5%. На некоторых гидротурбинных стендах КПД модели определяют с точностью $\pm 0{,}5\%$ и даже выше, что особенно важно при окончательном выборе типа рабочего колеса и проточной части мощных натурных гидротурбин.

§ 42. Построение универсальных характеристик моделей гидротурбин

Оборотная характеристика $\eta = f(n'_{\rm I})$ представляет энергетические показатели модели на определенном открытии направляющего аппарата (рис. 71). Чтобы представить энергетические и кавитационные качества модели на различных открытиях, строят универсальную характеристику. Универсальные характеристики моделей

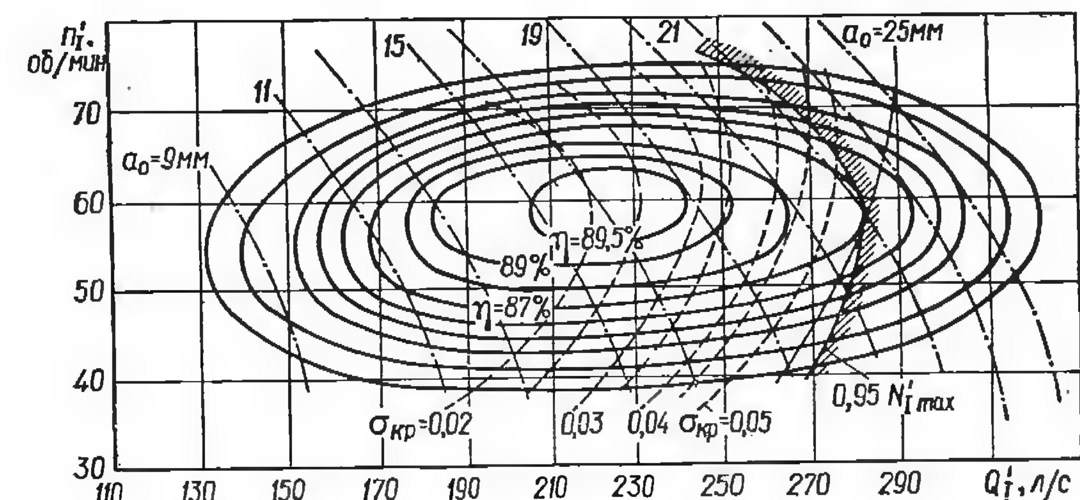


Рис. 72. Универсальная характеристика модели радиально-осевой гидротурбины ($D_{\rm I} = 400$ *мм*).

гидротурбин, предназначенных для работы на различных напорах, приведены в номенклатуре реактивных гидротурбин и являются исходным материалом для выбора параметров натурных гидротурбин и назначения режимов их эффективной эксплуатации (см. § 45, 46). Ниже описана последовательность построений универсальных характеристик гидротурбин различных типов.

Радиально-осевые и пропеллерные гидротурбины. По данным испытания модели на 8 ÷ 12 открытиях направляющего аппарата строят оборотные характеристики, пользуясь которыми приступают

к построению универсальной характеристики. Построения выполняют в такой последовательности:

1. По данным протоколов энергетических испытаний строят линии равных открытий $a_0 = \text{const}$ в координатах $Q'_I - n'_I$ (рис. 72).

2. Выполняя разрезы оборотных характеристик линиями $\eta = \text{const}$ (рис. 71), строят в тех же координатах $Q'_I - n'_I$ изолинии равных КПД $\eta = \text{const}$. В диапазоне значений КПД $\eta = 92 \div 80\%$ разрезы выполняют обычно через 1%, при меньших величинах КПД — через 2%.

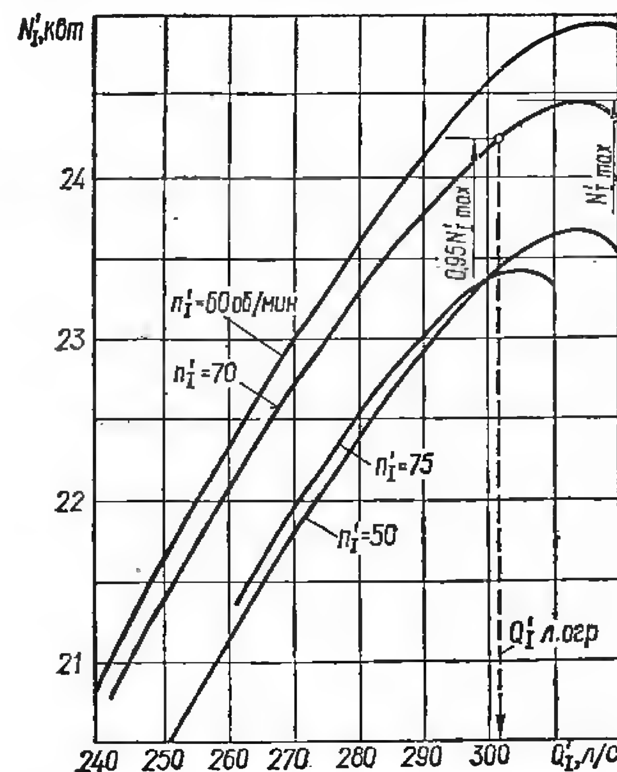


Рис. 73. К построению линии ограничения мощности модели радиально-осевой гидротурбины ($D_I = 400$ *мм*).

3. Задают ряд значений приведенных оборотов (например, для радиально-осевых гидротурбин $n'_I = 40$; 50; 60; 70; 80; 90 *об/мин*) и для каждого разреза $n'_I = \text{const}$ универсальной характеристики строят кривые $N'_I = f(Q'_I)$ (рис. 73). Для каждой такой кривой определяют максимальную приведенную мощность модели $N'_I = \dfrac{\gamma Q'_I \eta}{102}$, *квт*, для принятых значений n'_I, *об/мин*. Чтобы избежать срыва мощности турбины, обычно берут 5%-ный запас, т. е. вычисляют значение $0{,}95\ N'_{I\,max}$, по которому определяют величину Q'_I, *л/с*, (см. табл. 6). Значение расхода, соответствующее величине $0{,}95\ N'_{I\,max}$, откладывают на линии $n'_I = \text{const}$ универсальной характеристики. Полученные точки соединяют плавной кривой, которая представляет собою линию 5%-го запаса мощности. Линия ограничения мощности делит универсальную характеристику на две части: рабочую зону — левее линии ограничения мощности и нерабочую зону — правее линии ограничения мощности, где работа турбины недопустима.

Причиной срыва мощности гидротурбины является значительное возрастание потерь энергии при определенных значениях расходов и, как следствие, уменьшение ее КПД. Резкое падение КПД приводит к снижению мощности, несмотря на некоторое возрастание расхода при дальнейшем увеличении открытия направляющего аппарата. Рост потерь в гидротурбинах с неповоротными лопастями рабочего колеса при их работе на открытиях, бóльших оптимального, объясняется, прежде всего, отрывом потока от лопастей при увеличении углов атаки и значительной закруткой потока за рабочим колесом (рис. 60), которая вызывает существенное увеличение потерь в отсасывающей трубе.

В поворотнолопастных гидротурбинах величина циркуляционных потерь $v^2_{u_2}/2gH$ значительно меньше, и срыв мощности наступает при больших открытиях, а следовательно, и расходах. Обычно на поле универсальной характеристики поворотнолопастной турбины линию ограничения мощности не наносят, так как принимаемые по соображениям допустимой высоты отсасывания значения Q'_I, *л/с*, меньше $Q'_{I\max}$ на линии ограничения мощности.

Таблица 6. **К построению линии ограничения мощности при $n'_I = —$ *об/мин***

η	Q'_I, *м³/с*	N'_I, *квт*	$0{,}95N'_{I\max}$, *квт*	$1{,}0N'_{I\max}$, *квт*

Ковшовые гидротурбины. Порядок построения универсальной характеристики такой же, как и для радиально-осевой гидротурбины. Линии равных открытий сопла $S = \text{const}$ вертикальны, так как расход через сопло не зависит от формы потока на ковшах рабочего колеса.

Поворотнолопастные гидротурбины. Каждому положению лопаток направляющего аппарата поворотнолопастных турбин соответствует единственный угол установки лопастей рабочего колеса, при котором обеспечивается максимальный КПД турбины на данном режиме (такие режимы называют *комбинаторными*).

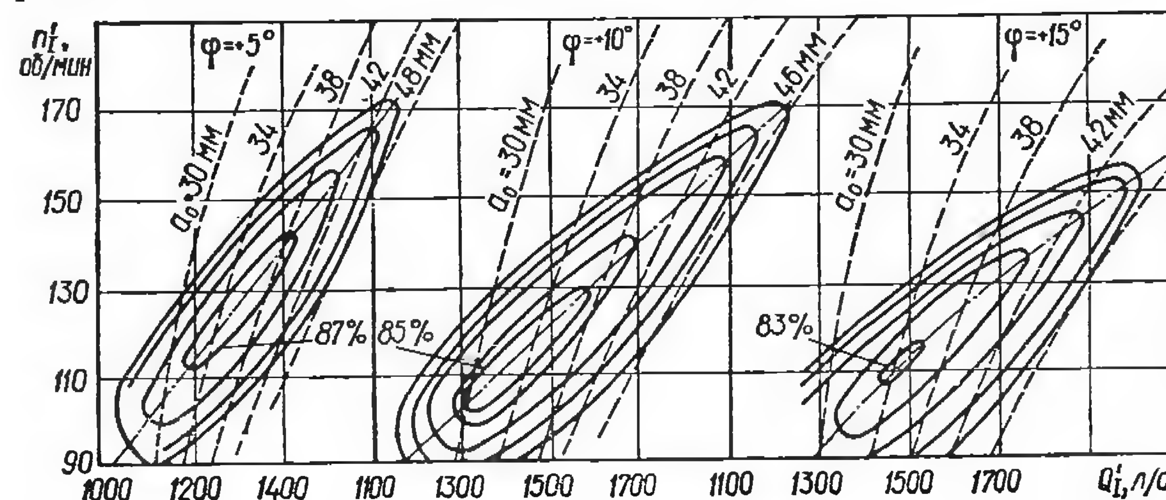


Рис. 74. Пропеллерные характеристики модели осевой поворотнолопастной гидротурбины ($D_I = 460$ *мм*).

Для определения комбинаторной зависимости и построения на этом принципе универсальной характеристики поворотнолопастной гидротурбины сначала строят ее частные пропеллерные характеристики (рис. 74). Для этого на каждом углу установки лопастей $\varphi = -10°, -5°; 0°; +5°; +10°; +15°$ и т. д. проводят полные энергетические испытания модели при различных открытиях направляющего аппарата, аналогично тому, как это описано выше для случая радиально-осевых и пропеллерных гидротурбин. После

этого переходят к построению главной универсальной характеристики. Можно рекомендовать следующий порядок построений [1]. Для нескольких сечений частных пропеллерных характеристик при помощи линий $n'_I = \text{const}$ строят кривые $\eta = f_1(Q'_I)$ и $a_0 = f_2(Q'_I)$ (рис. 75). Затем проводят огибающие кривых $\eta = f(Q'_I)$ (например, MN, рис. 75). Точки касания огибающих кривых и пропеллерных кривых $\eta = f(Q'_I)$ (комбинаторные точки A, B, C и т. д.) переносят на кривые $a_0 = f_2(Q'_I)$. Далее значения $\varphi_к$; $\eta_к$; $a_{0к}$ комбинаторных точек для выполненных разрезов $n'_I = \text{const}$ переносят на поле характеристики, пользуясь известными координатами $Q'_I - n'_I$. Точки равных значений $\varphi_к$ и $a_{0к}$ соединяют плавными кривыми и получают линии равных открытий $a_{0к}$ и углов $\varphi_к$ на поле главной универсальной характеристики (рис. 76). Выполняя разрезы огибающих $\eta = f(Q'_I)$ линиями $\eta = \text{const}$, строят линии равных КПД в координатах $Q'_I - n'_I$ главной универсальной характеристики (рис. 76).

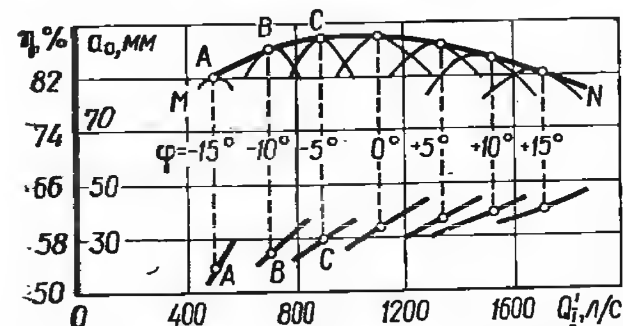


Рис. 75. Разрезы пропеллерных характеристик линиями $n'_I = \text{const}$.

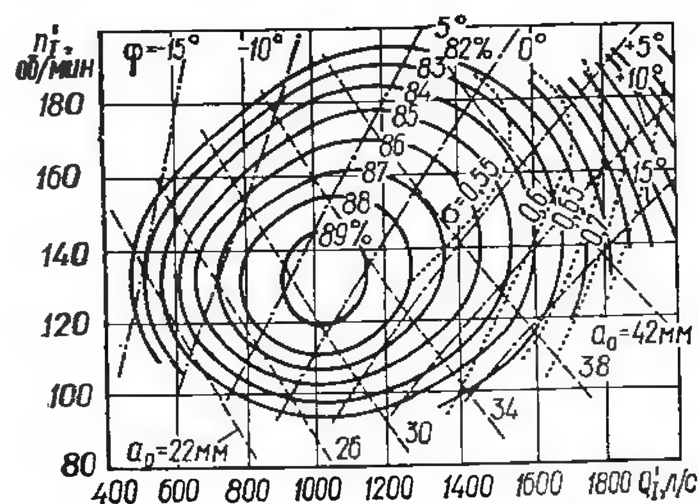


Рис. 76. Главная универсальная характеристика модели осевой поворотнолопастной гидротурбины ($D_I = 460$ мм).

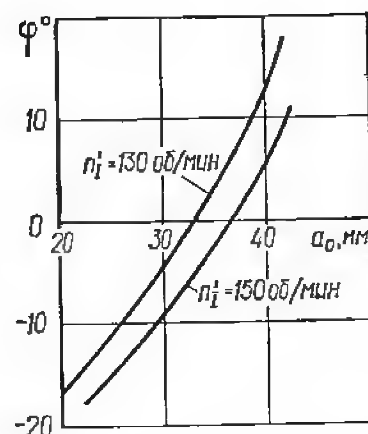


Рис. 77. Комбинаторная зависимость $\varphi_к = f(a_{0к})$ осевой поворотнолопастной гидротурбины.

Главная универсальная характеристика поворотнолопастной гидротурбины действительна только при строгом соблюдении определенной зависимости между открытиями a_0 и углами φ. Связь между величинами a_0 и φ для натурной гидротурбины устанавливается при помощи комбинаторной зависимости $\varphi_к = f(a_{0к})$.

На гидроэлектростанции турбина работает при различных напорах (в диапазоне $H_{max} - H_{min}$), и для каждого напора необходимо

построить комбинаторную зависимость, следуя которой сервомотор рабочего колеса будет разворачивать лопасти на нужный угол в зависимости от открытия направляющего аппарата. Определив для каждого напора величину приведенных оборотов, проводят сечения главной характеристики модели линиями $n'_I = \text{const}$. При помощи интерполяции по линиям $\varphi = \text{const}$ или $a_0 = \text{const}$ находят значения $\varphi_к$ и $a_{0к}$, по которым строят кривые $\varphi = f(a_0)$ для каждой величины напора (рис. 77). Полученные кривые используют для построения кулачка комбинатора системы регулирования гидротурбины [22].

§ 43. Методика кавитационных испытаний моделей гидротурбин

Целью кавитационных испытаний модели является определение значений критических кавитационных коэффициентов гидротурбины при различных режимах ее работы. При помощи экспериментальных значений $\sigma_{кр}$ вычисляют допустимые значения высоты отсасывания H_s, обеспечивающие отсутствие развитой кавитации на всех режимах работы турбины на ГЭС (см. §§ 31, 32). Кавитационные испытания модели проводят после завершения ее энергетических испытаний и построения универсальной характеристики. Поэтому величины открытий направляющего аппарата, углы установки лопастей и значения n'_I данной модели, при которых

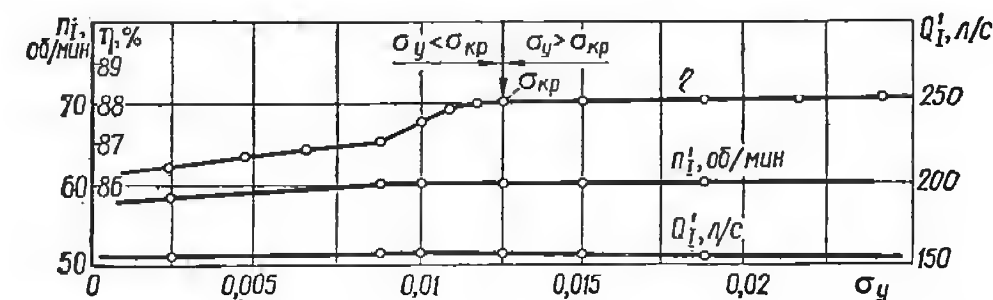


Рис. 78. Срывные кавитационные характеристики модели тихоходной радиально-осевой гидротурбины.

должны быть проведены кавитационные испытания, известны. Установив определенный режим модели, последовательно уменьшают величину кавитационного коэффициента установки $\sigma_у$ до значения критического коэффициента турбины $\sigma_{кр}$ (рис. 78). Как следует из выражения $\sigma_у = \frac{H_a - H_s - H_d}{H}$, этого можно достичь, изменяя значение давления H_a на свободной поверхности бака нижнего бьефа замкнутой кавитационной установки или обеспечив необходимую величину напора на модели.

Кавитационные испытания моделей при натурных напорах требуют установки приводных насосов повышенной мощности, а это приводит к удорожанию гидротурбинного стенда. Для проведения

испытаний при умеренных напорах и мощностях необходимые значения $\sigma_у$ получают за счет изменения давления в замкнутой системе стенда. С этой целью к баку нижнего бьефа подключают вакуум-насос, который, уменьшая давление над поверхностью воды, меняет тем самым давление в любой точке замкнутого стенда, в том числе и в потоке через рабочее колесо. Во избежание деаэрации воздуха в потоке на входе в модельный блок и искажения вследствие этого кавитационных характеристик модели величина вакуума должна быть меньше напора испытания.

Последовательность проведения кавитационных испытаний модели следующая [1; 15; 22]. При достаточно больших значениях $\sigma_у$, обеспечивающих отсутствие развитой кавитации модели, устанавливают необходимый режим (a_0 и n'_I). Поддерживая постоянными напор испытания и момент на валу модели, через определенные

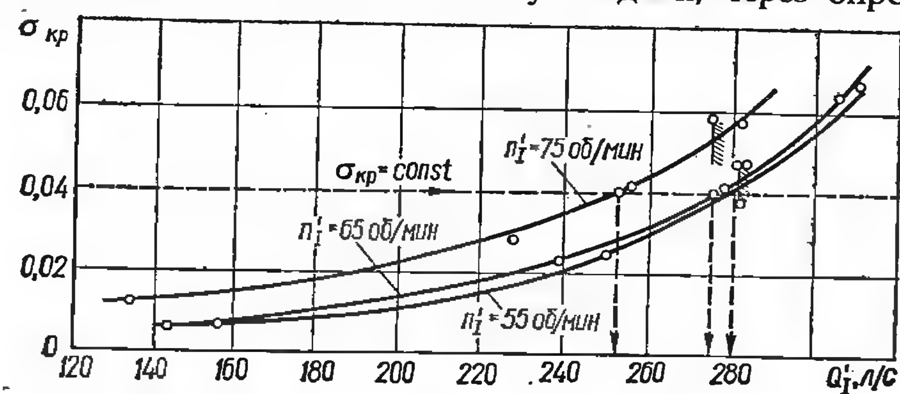


Рис. 79. Кривые $\sigma_{кр} = f(Q'_I)$ при n'_I = const модели тихоходной радиально-осевой гидротурбины.

интервалы меняют величину вакуума $H_{вак}$ над свободной поверхностью бака нижнего бьефа. При каждом значении $H_{вак}$ замеряют величины H, Q, n, $M_{кр}$ и температуру воды в системе, вычисляют значения η, n'_I, $\sigma_у$ и заносят их в протокол. При тех же значениях H и $M_{кр}$ устанавливают следующую величину вакуума, проводят новые замеры и вычисления и т. д. По полученным данным строят кривые $\eta = f_1(\sigma_у)$; $n'_I = f_2(\sigma_у)$; $Q'_I = f(\sigma_у)$—так называемые срывные характеристики (рис. 78). До тех пор, пока развитая кавитация в модели отсутствует, частота вращения и момент на валу не меняются, и кривая $\eta = f(\sigma_у)$ не имеет излома. При определенной величине $\sigma_у = \sigma_т$ наблюдается падение частоты вращения турбины при той же нагрузке на тормозном устройстве. Дальнейшее повышение величины вакуума в системе вызывает еще большее падение КПД модели. Величина $\sigma_у$, при которой начинается падение КПД, принимается в качестве критического коэффициента модели $\sigma_{кр}$ на данном режиме. Такие испытания и построения срывных характеристик выполняют для ряда исследуемых режимов. Описанная методика применяется для испытания различных типов гидротурбин.

В случае радиально-осевых или пропеллерных гидротурбин после построения срывных характеристик и определения значений $\sigma_{кр}$ на исследованных режимах строят кривые $\sigma_{кр} = f(Q'_I)$ при n'_I = const (рис. 79). Выполняя разрезы этих кривых при помощи горизонтальных линий $\sigma_{кр}$ = const, определяют значения Q'_I и n'_I, которые наносят на универсальную характеристику; соединяя точки равных значений $\sigma_{кр}$, получают изолинии $\sigma_{кр}$ = const (рис. 72).

Для поворотнолопастных гидротурбин объем испытаний несколько больше. В результате энергетических испытаний известны комбинаторные значения открытий $a_{0к}$ и углов $\varphi^\circ_к$. При выбранном угле установки лопастей φ и нескольких величинах n'_I приведенных оборотов, достаточно полно охватывающих центральную часть универсальной характеристики, при выбранном значении n'_I проводят кавитационные испытания при трех открытиях направляющего аппарата, близких к найденному значению $a_{0к}$. На основании полученных данных для каждого угла φ строят кривые $\sigma_{кр} = f(Q'_I)$ и наносят на них точки комбинаторных режимов ($a_{0к}$; Q'_I), соединяя которые получают кривую $\sigma_{кр} = f(Q'_I)$ для каждого значения n'_I = const (рис. 80). Рассекают кривые $\sigma_{кр} = f(Q_I)$ горизонтальными линиями для каждого значения $\sigma_{кр}$, определяют величины Q'_I и n'_I и переносят их на поле характеристики. Соединяя точки равных значений $\sigma_{кр}$, строят изолинии $\sigma_{кр}$ = const на поле главной универсальной характеристики модели (рис. 76).

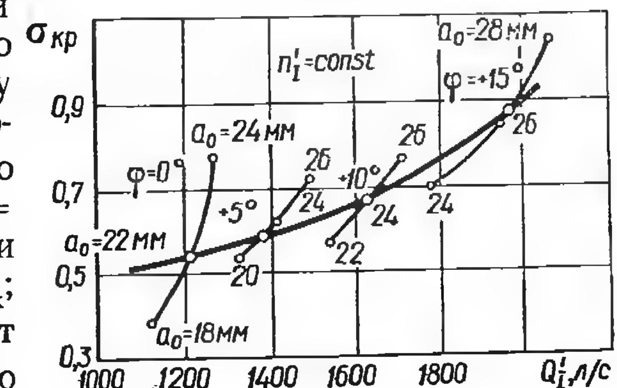


Рис. 80. Кривые $\sigma_{кр} = f(Q'_I)$ при n'_I = const модели поворотнолопастной гидротурбины.

§ 44. Номенклатура крупных вертикальных осевых и радиально-осевых гидротурбин

Природные сочетания расхода и напора в реках не одинаковы, однако из этого не следует, что для каждой гидроэлектростанции следует проектировать пригодный только для этих условий тип гидротурбины. Для экономичного использования определенных диапазонов напоров целесообразно разрабатывать системы и типы гидротурбин различных диаметров и мощностей, требуемых в каждом конкретном случае. Созданные к настоящему времени высокоэффективные осевые и радиально-осевые рабочие колеса на различные напоры включены в отечественную номенклатуру гидротурбин.

Действующая в настоящее время номенклатура крупных вертикальных реактивных осевых поворотнолопастных (ПЛ) и радиально-осевых (Р-О) гидротурбин составлена Производственным Объединением «Ленинградский Металлический завод» и ЦКТИ им. И. И. Ползунова. Сущность номенклатуры заключается в том,

что диапазон применения реактивных гидротурбин по напорам $H = 3 \div 500$ *м* разбит на ряд участков, для которых применяется наименьшее возможное число имеющихся (или разрабатываемых) осевых и радиально-осевых рабочих колес [3; 11; 23]. Сводный график номенклатуры реактивных гидротурбин (рис. 81), построенный в координатах $H - N$, позволяет выбрать тип турбины на заданные напор и мощность. Каждый тип рабочего колеса имеет свой частный

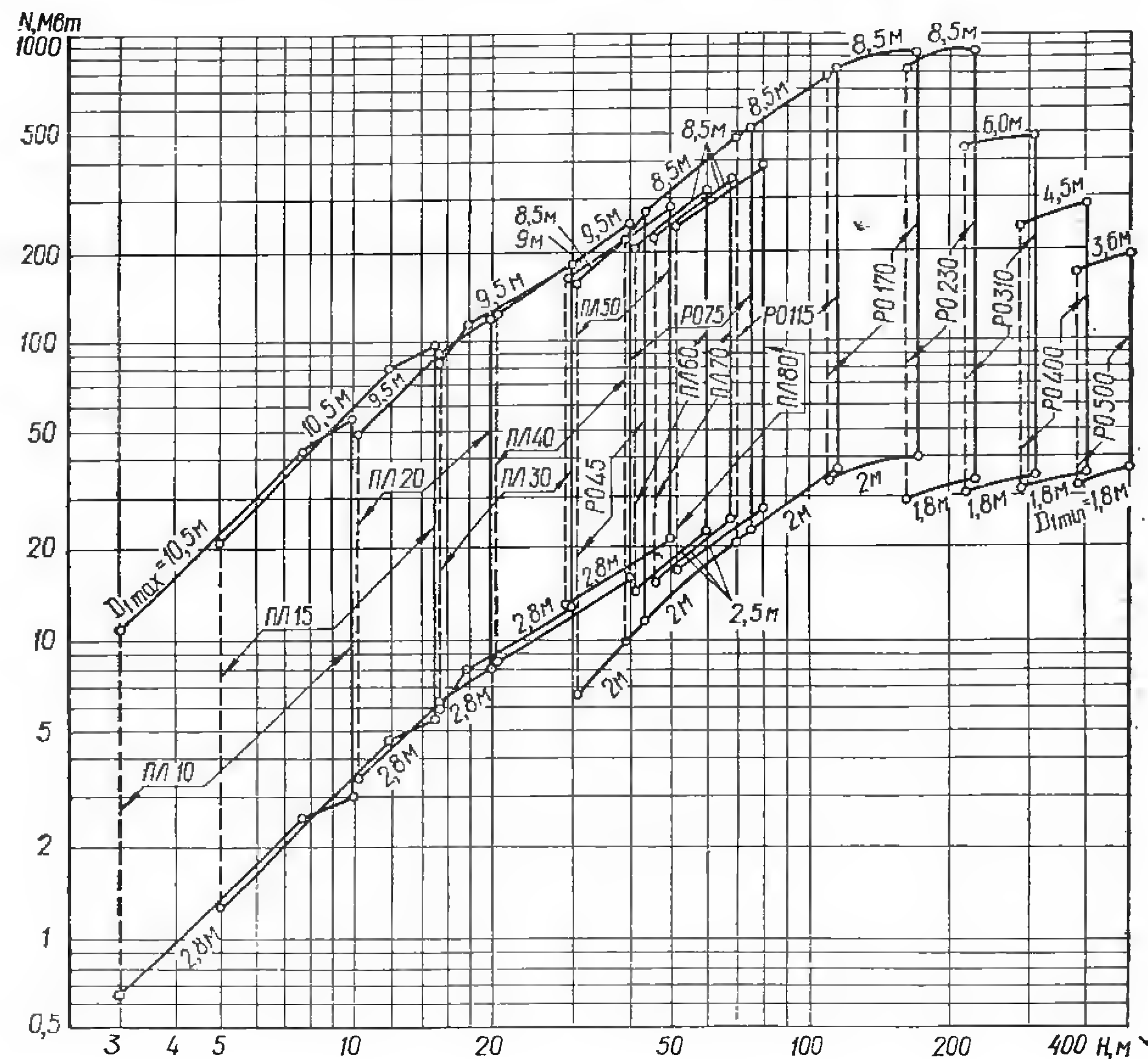


Рис. 81. Сводный график областей применения реактивных гидротурбин.

график, построенный также в координатах $H - N$, где на заданные напор и мощность можно предварительно выбрать диаметр, частоту вращения и высоту отсасывания гидротурбины.

В номенклатуре указаны геометрические и гидравлические параметры рабочих колес для различных напоров (от 3 до 500 *м*), хотя разработка некоторых рабочих колес еще не закончена. Показатели разрабатываемых рабочих колес указаны пока прогнозно на основании опытных и расчетных исследований гидротурбин различной быстроходности.

Действующей номенклатурой предусмотрено применение девяти типов осевых поворотнолопастных и восьми радиально-осевых рабочих колес (в настоящее время разработан проект новой номенклатуры). Границы применения систем и типов рабочих колес по напорам установлены ориентировочно, исходя из допустимых и экономически оправданных высот отсасывания и обеспечения прочности лопаток направляющего аппарата и лопастей рабочего колеса. В табл. 7 приведены основные данные вертикальных осевых поворотнолопастных и радиально-осевых гидротурбин отечественной номенклатуры. Если на заданный напор возможно применение различных типов рабочих колес, следует выбрать оптимальный вариант, для чего определяют размеры, значения КПД и высоты отсасывания сравниваемых турбин, пользуясь их универсальными характеристиками. Технико-экономический анализ вариантов позволяет выбрать оптимальный типоразмер турбины.

Отечественная номенклатура предусматривает определенную маркировку гидротурбин, которая указывает на систему и тип рабочего колеса в соответствии с напором. Например, осевое поворотнолопастное рабочее колесо ПЛ 10/592 предназначено на максимальный напор $H_{max} = 10$ *м*; его инвентарный номер 592. Применяемый тип установки — вертикальная; диаметр рабочего колеса турбины D_1 принято выражать в *см*. Таким образом, маркировка характеризует тип гидротурбины, рабочего колеса и его диаметр. Например, осевая поворотнолопастная гидротурбина — ПЛ 20/661-В-930; радиально-осевая — РО 115/697-В-750 и т. д.

Диаметры рабочих колес нормализованы: поворотнолопастные турбины изготавливают с диаметрами рабочих колес $D_1 = 2{,}8 \div 10{,}5$ *м*; радиально-осевые — $D_1 = 1{,}8 \div 8{,}5$ *м* (табл. 8).

Размеры направляющего аппарата и статора назначают в зависимости от выбранной величины диаметра рабочего колеса. Для обеспечения требуемых энергетических и прочностных характеристик направляющего аппарата диаметр расположения осей поворота лопаток D_0 и число лопаток z_0 могут несколько изменяться.

Размеры проточного тракта осевых и радиально-осевых рабочих колес также заданы. Отступления от номинальных диаметров рабочих колес допускаются в пределах ±3% при условии сохранения нормализованных размеров направляющего аппарата и статора.

Помещенные в номенклатуре универсальные характеристики моделей гидротурбин получены при испытании рабочих колес в проточной части (спиральная камера, статор, направляющий аппарат и отсасывающая труба) соответствующих размеров и формы. Если проточная часть натурной гидротурбины (например, спиральная камера или отсасывающая труба) несколько отличается от модельной, необходимо при пользовании универсальной характеристикой модели вносить соответствующие поправки при пересчете величин η, σ, Q'_1, n'_1 или же провести новые испытания.

Таблица 7. **Параметры рабочих колес реактивных гидротурбин**

Зона напоров $H_{min} - H_{max}$, *м*	Тип рабочего колеса согласно номенклатуре	Относительная высота направляющего аппарата $\frac{b_0}{D_1}$	Втулочное отношение $\frac{d_{вт}}{D_1}$	Число лопастей рабочего колеса *z*	Приведенная частота вращения, *об/мин* $n'_{1\,опт}$	$n'_{1\,расч}$	Приведенный расход (из условий бескавитационной работы), *л/с* $Q'_{1\,max}$	$Q'_{1\,min}$	Кавитационный коэффициент модели при $Q'_{1\,max}$, *л/с*	$Q'_{1\,min}$, *л/с*	Приведенное разгонное число оборотов $n'_{1\,р}$, *об/мин* по разгонной характеристике	при сохранении комбинаторной связи	Коэффициент осевого усилия $K_{ос}$ *кн/м²*	*тс/м²*
					Поворотнолопастные осевые гидротурбины									
3—10	ПЛ10/592	0,45	0,33	4	165	180	2250	2010	1,4	1,14	380	316	6,54	0,667
5—15	ПЛ15/510	0,45	0,35	4	150	160	2130	1850	1,0	0,84	365	295	6,54	0,667
10—20	ПЛ20/661	0,40	0,37	4	138	152	2040	1710	0,835	0,68	240	280	6,54	0,667
15—30	ПЛ30/587	0,40	0,41	5	125	140	1940	1430	0,745	0,505	312	255	6,93	0,706
20—40	ПЛ40	0,375	0,43—0,45	6	115	130	1700	1240	0,68	0,40	290	230	6,93	0,706
30—50	ПЛ50/642	0,375	0,47—0,49	7	110	120	1400	1110	0,505	0,325	275	210	7,16	0,730
40—60	ПЛ60/642	0,35	0,51—0,54	8	106	112	1240	1040	0,40	0,27	270	205	7,16	0,730
45—70	ПЛ70/5А	0,35	0,57	8	103	107	1150	940	0,36	0,23	265	205	7,16	0,730
50—80	ПЛ80/642	0,35	0,6	8	100	105	1075	830	0,325	0,205	260	200	7,16	0,730
					Радиально-осевые гидротурбины									
30—45	РО45/123	0,35		11—15	75	78	1400	1370	0,27	0,23	160		2,6—3,1	0,27—0,32
40—75	РО75/728	0,3		11—15	73	74	1370	1250	0,243	0,16	146		2,5—3,1	0,26—0,31
70—115	РО115/697	0,25		11—15	68	72	1250	1030	0,168	0,097	139		2,2—2,9	0,22—0,3
110—170	РС170/741	0,2		13—15	67	69	1030	650	0,10	0,06	130		1,5—2,5	0,16—0,25
160—230	РО230	0,16		13—17	62	67	650	420	0,065	0,047	110		1,1—2,0	0,11—0,2
220—310	РО310	0,12		13—19	60	65	420	280	0,048	0,04	104		0,8—1,5	0,08—0,16
2[illegible]0—400	РО400	0,10		13—19	58	62	280	200	9,042	0,035	98		0,6—1,0	0,06—0,1
380—500	РО500	0,08		15—19	57	60	200	150	0,036	0,03	95		0,5—0,9	0,06—0,09

Таблица 8. **Нормализованные диаметры D_1 рабочих колес и параметры направляющих аппаратов крупных вертикальных гидротурбин**

Диаметр рабочего колеса D_1, *см*	Поворотнолопастные осевые гидротурбины D_0, *см*	D_0/D_1	z_0	Радиально-осевые гидротурбины D_0, *см*	D_0/D_1	z_0
180	—	—	—	220	1,22	16
200	—	—	—	240	1,22	16
225	—	—	—	275	1,22	16
250	290	1,16	24	300	1,2	24
280	325	—	24	335		24
320	370	—	24	385		24
360	420		24	430	1,2	24
400	485		24	480	1,2	24
450	525	1,16	24	525	1,17	
500	580		24	580		24
550	670		24	670		24
600	700	1,16	24	700		24
650	750		24	750		24
700	810		32	810		24
750	875	1,17	32	875		24
800	930		32	930		24
850	985		32	985		24
900	1050		32	—		—
950	1100		32	—		—
1000	1150		32	—		
1050	1200		32	—		—

В перспективе в номенклатуру гидротурбин будут включены также и другие типы гидротурбин: капсульные, пропеллерные (Пр), диагональные поворотнолопастные (ДПЛ) и ковшовые (К).

§ 45. Определение основных параметров натурных гидротурбин при помощи универсальных характеристик моделей

Пользуясь номенклатурой крупных вертикальных поворотнолопастных и радиально-осевых гидротурбин, в большинстве случаев практики можно выбрать тип рабочего колеса и проточную часть соответствующих размеров, которые будут обеспечивать требуемые мощность и характеристики турбины на заданные условия (напоры H_{max}; H_{min}; $H_р$, единичная мощность агрегата).

В последние годы разработаны более быстроходные осевые и радиально-осевые рабочие колеса на различные напоры, а также созданы новые типы турбин (капсульные, диагональные поворотнолопастные и др.). Они дополняют существующую номенклатуру и позволяют выбрать проточную часть, обеспечивающую более высокие энергетические и кавитационные показатели гидротурбин при

оптимальных технико-экономических характеристиках гидроагрегатов и здания ГЭС.

Определив диаметр, синхронную частоту вращения и высоту отсасывания ряда турбин на заданные условия, на основании энергетических и кавитационных показателей, а также технико-экономических расчетов и сравнения гидроагрегатов окончательно выбирают тип гидротурбинного оборудования для заданной ГЭС. Если в номенклатуре гидротурбин имеется лишь одно рабочее колесо на заданные условия, при определении диаметра и частоты вращения турбины можно несколько изменять приведенные величины расхода и оборотов в расчетной точке универсальной характеристики.

Основными критериями при сравнении и анализе вариантов гидротурбинного оборудования являются: величина максимального КПД гидротурбины и степень охвата оптимальной зоны на универсальной характеристике при изменении режимов работы (величина ее среднеэксплуатационного КПД); высота отсасывания и габариты блока (размеры спиральной камеры и отсасывающей трубы), определяющие отметки заложения фундаментной плиты и установки турбины, а также объем земляных и бетонных работ при сооружении здания ГЭС; диаметр рабочего колеса и частота вращения турбины, влияющие на габариты и весовые показатели гидроагрегата.

Ниже изложена методика определения основных параметров натурных гидротурбин и построение их эксплуатационных характеристик [22].

Исходные данные. Диапазон изменения напора и его значения ($H_р$; H_{min}; H_{max}); установленная мощность станции и предполагаемое число агрегатов; отметка уровней верхнего и нижнего бьефов в зависимости от расхода на ГЭС; другие требования и условия, касающиеся конструкции, изготовления и эксплуатации гидротурбин и вспомогательного механического оборудования.

На основании указанных данных при помощи номенклатуры выбирают систему и тип гидротурбин или же приступают к разработке новой проточной части.

Исходные технические материалы. При проектировании гидротурбины используют результаты расчетных и исследовательских работ, представленных в виде: универсальных характеристик, полученных при испытании различных рабочих колес, рекомендуемых на заданные напоры; пульсационных характеристик рассматриваемых рабочих колес; силовых характеристик направляющего аппарата и рабочего колеса (в случае поворотнолопастной гидротурбины) и осевого усилия, действующего на ротор; разгонных характеристик и характеристик холостого хода и др.

Перечисленные технические материалы используют при определении следующих основных параметров и показателей гидротурбинного оборудования для условий проектируемой ГЭС: диаметра рабочего колеса, обеспечивающего при заданном расчетном напоре номинальную мощность турбины; синхронной частоты вращения гидроагрегата; величины КПД турбины при различных мощностях

и напорах; значения высоты отсасывания турбины для заданных режимов работы; разгонной частоты вращения и осевого усилия гидроагрегата, выдаваемых генераторному заводу для проектирования генератора и подпятника гидроагрегата; величины открытий направляющего аппарата и разворота лопастей рабочего колеса при различных режимах работы турбины; геометрической формы и размеров спиральной камеры и отсасывающей трубы и, следовательно, габаритов блока.

Для оценки энергокавитационных показателей и выбора типа турбины строят эксплуатационные характеристики ряда вариантов на заданные условия, наносят на них зоны и продолжительность работы и определяют средневзвешенный КПД.

Выбор системы турбины и типа рабочего колеса

Выбор системы гидротурбины и типа рабочего колеса обусловлен: максимальным напором на ГЭС; допустимой высотой отсасывания; условиями эксплуатации, зависящими от графика нагрузки и характеризующими диапазоны колебания мощности и напора; компоновкой гидротехнических сооружений ГЭС и здания; содержанием и составом наносов в воде и др.

Так, например, в диапазоне напоров $H = 30 \div 80$ *м* возможно применение радиально-осевых, диагональных и осевых поворотнолопастных гидротурбин. Если на ГЭС имеют место значительные колебания напора и нагрузки, установка поворотнолопастных гидротурбин, как правило, оказывается более экономичной. При этом необходимо, чтобы стоимость дополнительной выработки электроэнергии за счет увеличения среднеэксплуатационного КПД поворотнолопастных турбин была больше дополнительной стоимости турбинного оборудования и строительных работ по сооружению здания станции.

Определение основных параметров гидротурбины

1. Пользуясь универсальной характеристикой модели рабочего колеса, принятого на заданный напор, вычисляют его диаметр из выражения (174) мощности турбины

$$D_1 = \sqrt{\frac{N_р}{9{,}81 Q'_I H_р \sqrt{H_р}\, \eta_н}}, \qquad (272)$$

где Q'_I — приведенный расход в $м^3/с$ в расчетной точке универсальной характеристики; $H_р$ — расчетный напор, *м*; $\eta_н$ — КПД натурной турбины, принимаемый $\eta_н = 0{,}88 \div 0{,}9$ и подлежащий уточнению.

Для радиально-осевой гидротурбины величину приведенного расхода обычно выбирают на линии ограничения мощности универсальной характеристики. Расчетная точка находится на горизон-

тальной линии, проходящей на 3—5 *об/мин* выше оптимума универсальной характеристики. Для поворотнолопастной гидротурбины значение приведенных оборотов принимают больше оптимальной величины на 10—15 *об/мин*, поскольку приведенные величины натурной гидротурбины больше, чем модельной, так как относительные потери энергии на изогональных режимах работы натуры меньше. Величину приведенного расхода выбирают в диапазоне $Q'_{I\,max} - Q'_{I\,min}$ (табл. 7) исходя из условия получения приемлемой высоты отсасывания. По принятому значению приведенного расхода вычисляют диаметр турбины и округляют его до ближайшего большего нормализованного (табл. 8). Если полученная величина достаточно близка к меньшему нормализованному диаметру, то можно принять это значение. В этом случае расчетная мощность гидротурбины будет обеспечена при несколько большем значении приведенного расхода. Для радиально-осевой турбины это приведет к некоторому уменьшению запаса мощности; для поворотнолопастной гидротурбины небольшое увеличение приведенного расхода вполне допустимо, если принимаемый расход не превышает значения $Q'_{I\,max}$, *л/с* (см. табл. 7). Надо также иметь в виду, что пропускная способность натурной гидротурбины больше по сравнению с геометрически подобной моделью, что обеспечивает увеличение запаса мощности.

2. КПД натурной гидротурбины η вычисляют при помощи следующих формул пересчета (см. § 28):

при напорах $H < 150$ *м*:

$$\eta_н = 1 - (1 - \eta_м)\sqrt[5]{\frac{D_{1м}}{D_{1н}}};$$

при напорах $H > 150$ *м*:

$$\eta_н = 1 - (1 - \eta_м)\sqrt[5]{\frac{D_{1м}}{D_{1н}}}\sqrt[20]{\frac{H_м}{H_н}}.$$

Для удобства пользования эти формулы представлены в виде специальной номограммы пересчета КПД с модели на натуру (рис. 54). Ниже приводится порядок пересчета КПД жестколопастных и поворотнолопастных гидротурбин.

Радиально-осевые и пропеллерные осевые гидротурбины. Зная максимальный КПД модели $\eta_{м\,max}$, определяют максимальный КПД натурной турбины $\eta_{н\,max}$. Обычно разность $\eta_{н\,max} - \eta_{м\,max} = \Delta\eta$ принимают одинаковой для всех режимов, в том числе и для расчетного режима. Тогда КПД натурной турбины $\eta_н = \eta_м + \Delta\eta$. Вычисленное значение $\eta_н$ подставляют в формулу (174) и уточняют величину приведенного расхода, при котором турбина развивает расчетную мощность.

Поворотнолопастные гидротурбины. На линии угла $\varphi = \text{const}$, проходящей через расчетную точку, находят максимальное значение КПД модели $\eta_{м\,max}$, по которому определяют КПД турбины $\eta_{н\,max}$

для принятого диаметра и вычисляют поправку на КПД $\Delta\eta = \eta_{н\,max} - \eta_{м\,max}$. Найденную поправку $\Delta\eta$ принимают постоянной только для данного угла установки лопастей и вычисляют КПД натурной турбины в расчетной точке $\eta_н = \eta_м + \Delta\eta$. Для определения КПД турбины на различных режимах работы аналогично находят значения $\eta_{м\,max}$ и поправки $\Delta\eta$ для каждого угла установки лопастей рабочего колеса.

Таблица 9. **Определение поправки КПД на различных углах установки лопастей рабочего колеса поворотнолопастной гидротурбины**

Угол установки φ лопастей	Максимальный КПД модели $\eta_{м\,max}$ на линии угла	Максимальный КПД натурной турбины $\eta_{н\,max}$ на линии угла	Поправка КПД $\Delta\eta = \eta_{н\,max} - \eta_{м\,max}$
—10°			
—5°			
0°			
+5°			
+10°			
+15°			
+20°			

3. Приняв величину приведенных оборотов в расчетной точке универсальной характеристики, вычисляют частоту вращения турбины

$$n = \frac{n'_{Iн}\sqrt{H_{ср.\,взв}}}{D_1},\ об/мин.$$

Если величина средневзвешенного напора $H_{ср.\,взв}$ не задана, подставляют расчетный напор $H_р$. Приведенное число оборотов натурной турбины в расчетной точке равно: $n'_{Iн} = n'_{Iм} + \Delta n'_I$. Поправку $\Delta n'_I$ определяют для оптимального режима и принимают постоянной для всех точек универсальной характеристики (см. уравнение (178)):

$$\Delta n'_I = n'_{I\,м\,опт}\left(\sqrt{\frac{\eta_{н\,опт}}{\eta_{м\,опт}}} - 1\right).$$

Если поправка $\Delta n'_I$ меньше 3% от величины $n'_{I\,опт}$, ею пренебрегают. Найденное значение n, *об/мин*, округляют до ближайшего большего синхронного (табл. 10). Синхронная частота вращения гидроагрегата, обеспечивающая требуемую частоту тока $f = \frac{pn}{60} = 50$ *герц* при соответствующем числе пар полюсов p генератора, равна:

$$n = \frac{3000}{p},\ об/мин.$$

Таблица 10. **Синхронная частота вращения гидроагрегатов ($f = 50$ *герц*)**

Число полюсов генератора	Частота вращения n, *об/мин*	p	n, *об/мин*	p	n, *об/мин*	p	n, *об/мин*
6	1000	28	214,3	56	107,1	96	62,5
8	750	(30)	(200)	60	100	100	60
10	600	32	187,5	64	93,8	104	57,4
12	500	36	166,7	68	88,2	108	55,6
14	428,6	(38)	(157,8)	72	83,3	112	53,6
(16)	375	40	150	(74)	(81)	116	51,8
(18)	(333,3)	44	136,4	(76)	(78,9)	120	50
20	300	46	130,4	80	75	128	46,8
22	272,6	48	125	(84)	(71,4)	136	44,2
24	250	(50)	(120)	88	68,2	144	41,7
(26)	(230,8)	52	115,4	92	65,2	150	40

Примечание. В скобках указано число полюсов, нежелательное с технологической точки зрения.

Для оценки правильности выбора величин диаметра и частоты вращения гидротурбины на поле универсальной характеристики модели наносят точки, определяемые значениями приведенных величин: $n'_{\mathrm{I\,max}} = \dfrac{nD_1}{\sqrt{H_{\min}}}$; $n'_{\mathrm{I\,min}} = \dfrac{nD_1}{\sqrt{H_{\max}}}$ и Q'_{I}, соответствующих максимальной и минимальной мощностям турбины при максимальном и минимальном напорах (рис. 82). Если центральная зона универсальной характеристики охвачена достаточно полно, выбор диаметра и частоты вращения сделан правильно. В противном случае необходимо задаться другим диаметром или принять другую частоту вращения. Окончательное суждение о правильности выбора параметров гидротурбины можно сделать лишь после построения эксплуатационной характеристики и подсчета ее среднеэксплуатационного КПД. Вариант гидротурбинного оборудования, обеспечивающий максимальную величину среднеэксплуатационного КПД, считается оптимальным.

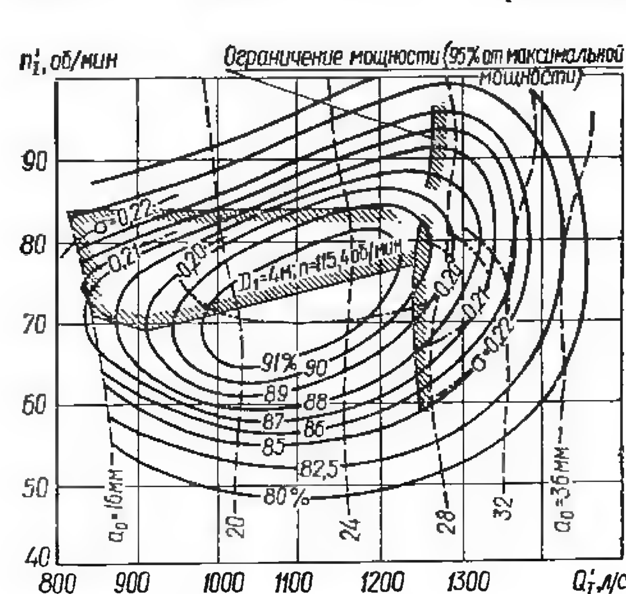


Рис. 82. Выбор диаметра и частоты вращения гидротурбины на заданные условия (на универсальной характеристике указаны значения a_0 для модели $D_{\mathrm{I}} = 460$ *мм*).

4. Для принятой расчетной точки на универсальной характеристике модели находят значение $\sigma_{\text{м}}$, при помощи которого вычисляют высоту отсасывания турбины на данном режиме:

$$H_s = H_{\text{а}} - H_d - (\sigma_{\text{м}} + \Delta\sigma) H_{\text{р}} - \frac{\nabla}{900}.$$

Аналогично определяют высоту отсасывания для остальных режимов работы (см. § 32). Поправка $\Delta\sigma$ учитывает рост кавитационного коэффициента турбины при увеличении ее диаметра, а также некоторое отличие проточной части натурной турбины от модели.

Наибольшее значение высоты отсасывания получают, как правило, при расчетном напоре, когда расход и скорости потока в проточной части наибольшие. Однако для определения отметки турбины, при которой развитая кавитация отсутствует на всех режимах работы, надо найти ряд величин $\nabla z_{\text{нб}} + H_s$ и выбрать наименьшую из них (см. § 32). Отметка нижнего бьефа $\nabla z_{\text{нб}}$ для рассматриваемого режима определяется по кривой $\nabla z_{\text{нб}} = f(Q)$ для известного расхода на ГЭС. Обычно определяют отметку нижнего бьефа, соответствующую минимальному числу работающих агрегатов ГЭС. Вычисленная допустимая высота отсасывания откладывается от минимальной отметки нижнего бьефа. Полученная отметка окончательно фиксирует положение турбины по отношению к нижнему бьефу.

5. Разгонная частота вращения агрегата зависит от гидравлических характеристик рабочего колеса и максимального напора турбины. Приведенные разгонные обороты модели n'_{Ip} определяют при помощи специальных испытаний, по которым вычисляют разгонную частоту вращения натурной турбины:

$$n_{\text{р}} = \frac{n'_{\mathrm{Ip}} \sqrt{H_{\max}}}{D_1}. \tag{273}$$

6. Осевое усилие, воспринимаемое подпятником гидроагрегата, определяется по формуле

$$P_{\text{ос}} = P_{\text{ос. гидр}} + G = K_{\text{ос}} D_1^2 H_{\max} + 1{,}1\,(G_{\text{р. к}} + G_{\text{в. а}} + G_{\text{р. г}}), \tag{274}$$

где $K_{\text{ос}}$ — коэффициент гидравлического осевого усилия; $G_{\text{р.к}}$ — вес рабочего колеса; $G_{\text{в. а}}$ — вес вала агрегата; $G_{\text{р. г.}}$ — вес ротора гидроагрегата; 1,1 — коэффициент, учитывающий вес прочих вращающихся частей турбины и генератора.

Значения разгонной скорости и коэффициентов осевого усилия номенклатурных рабочих колес определены экспериментально и приведены в табл. 7. В процессе проектирования значения $n_{\text{р}}$ и $P_{\text{ос}}$ используют как для расчетов на прочность самой гидротурбины, так и для проектирования гидрогенератора и подпятника.

§ 46. Построение эксплуатационных характеристик гидротурбин

Энергетические и кавитационные качества натурной турбины на различных режимах работы представляют в виде эксплуатационной характеристики. Эксплуатационную характеристику турбины строят, пользуясь универсальной характеристикой геометрически подобной модели. Она является важным документом, при помощи которого осуществляется контроль за правильной эксплуатацией турбины на ГЭС.

Порядок построения линий равных КПД $\eta = \text{const}$. 1. Определяют максимальный КПД натурной турбины, пользуясь приведенными формулами или номограммой пересчета КПД с модели на натурную турбину.

2. По найденному максимальному КПД турбины и известной величине $\eta_{\text{м max}}$ модели вычисляют поправку $\Delta\eta'_{\text{I}}$, которая условно принимается постоянной для всех точек универсальной характеристики.

3. Строят рабочие характеристики натурной турбины $\eta = f(N)$ для различных напоров ($H_{\max}$; $H_{\text{р}}$; $H_{\text{ср. взв}}$; $H_{\min}$) при постоянной частоте вращения. Для каждого напора вычисляют значения приведенного числа оборотов $n'_{\text{Iн}} = \dfrac{nD_1}{\sqrt{H}}$ и на универсальную характеристику модели наносят горизонтальные линии-разрезы $n'_{\text{Iм}} = n'_{\text{Iн}} - \Delta n'_{\text{I}}$. В точках пересечения линий $n'_{\text{I}} = \text{const}$ с линиями $\eta_{\text{м}} = \text{const}$ (радиально-осевые и пропеллерные турбины) или с линиями $\varphi = \text{const}$ (поворотнолопастные турбины) определяют значения приведенного расхода и записывают их в табл. 11, 12. Вычисляют КПД и мощность гидротурбины в указанных точках.

На основании полученных данных для каждого напора строят рабочие характеристики (рис. 83).

Таблица 11. **Данные для построения рабочих характеристик радиально-осевой гидротурбины**

Рабочее колесо типа РО—; $n =$ — *об/мин*
Напоры $H_{\min} =$ —; $H_{\text{р}} =$ —; $H_{\max} =$ —; $H_{\text{ср. взв}} =$ —

$\eta_{\text{м}}$	$\Delta\eta = \eta_{\text{н max}} - \eta_{\text{м max}}$	$\eta_{\text{н}}$	n'_{I}, *об/мин*; $N = 9{,}81 D_1^2 Q'_{\text{I}} H \sqrt{H} \eta = kQ'_{\text{I}}\eta$ (*квт*)				
			Q'_{I}, $м^3/с$	N, *квт*	$\sigma_{\text{м}}$	$\sigma_{\text{н}}H$, *м*	H_s, *м*

Таблица 12. **Данные для построения рабочих характеристик поворотнолопастной гидротурбины**

Рабочее колесо типа ПЛ—; $n =$ — *об/мин*
Напоры $H_{\min} =$ —; $H_{\text{р}} =$ —; $H_{\max} =$ —; $H_{\text{ср. взв}} =$ —

Угол установки лопастей φ	n'_{I}, *об/мин*; $N = 9{,}81 D_1^2 Q'_{\text{I}} H \sqrt{H} \eta = kQ'_{\text{I}}\eta$ (*квт*)							
	$\Delta\eta$	$\eta_{\text{м}}$	$\eta_{\text{н}}$	Q'_{I}, $м^3/с$	N, *квт*	$\sigma_{\text{м}}$	$\sigma_{\text{н}}H$, *м*	H_s, *м*
—10°								
—5°								
0°								
+5°								
+10°								
+15°								
+20°								

4. Рассекают рабочие характеристики горизонтальными линиями $\eta = \text{const}$, проведенными через интервал 1%. Точки равных КПД переносят на поле эксплуатационной характеристики и соединяют плавными кривыми, в результате получают линии равных КПД $\eta = \text{const}$ (рис. 87).

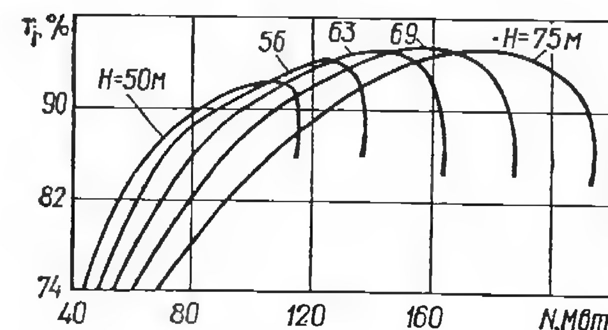


Рис. 83. Рабочие характеристики радиально-осевой гидротурбины РО75/702-В550; $n = 107{,}1$ *об/мин*.

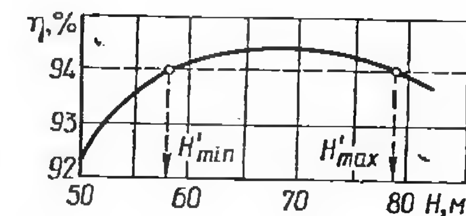


Рис. 84. Вспомогательная кривая $\eta_{\max} = f(H)$.

Для определения величин напоров, при которых имеет место «замыкание» кривых $\eta = \text{const}$, строят вспомогательную кривую $\eta_{\max} = f(H)$ (рис. 84), при помощи которой находят величины $H'_{\max}$ и $H'_{\min}$, соответствующие рассматриваемому значению η (на рис. 84 в качестве примера показано нахождение величин $H'_{\max}$ и $H'_{\min}$ для $\eta = 94\%$). Проведя на поле $N - H$ горизонтальные линии $H'_{\max}$ и $H'_{\min}$, соответствующие данному КПД, «замыкают» линию $\eta = \text{const}$ [22].

Построение линий равных высот отсасывания $H_s = \text{const}$. В точках пересечения горизонтальных линий $n'_{\text{Iм}} = \text{const}$ с линиями $\eta = \text{const}$ универсальной характеристики модели (радиально-осевые и пропеллерные турбины) или линиями $\varphi = \text{const}$ (поворотно-

лопастные турбины) определяют также величины $\sigma_м$, которые заносят в расчетные таблицы (табл. 11 для жестколопастных и табл. 12 для поворотнолопастных турбин). По известным величинам кавитационного коэффициента модели $\sigma_м$ вычисляют высоту отсасывания для различных режимов при данном напоре. На основании полученных данных строят кривые $H_s = f(N)$ для заданных напоров (рис. 85). Рассекая кривые $H_s = f(N)$ горизонтальными линиями через интервал 1 *м*, находят величины мощностей при различных напорах, для которых $H_s = \text{const}$. Полученные точки переносят на поле эксплуатационной характеристики и строят кривые $H_s = \text{const}$. Значение высоты отсасывания при расчетном режиме ($N_р$, $H_р$) определяет отметку установки турбины.

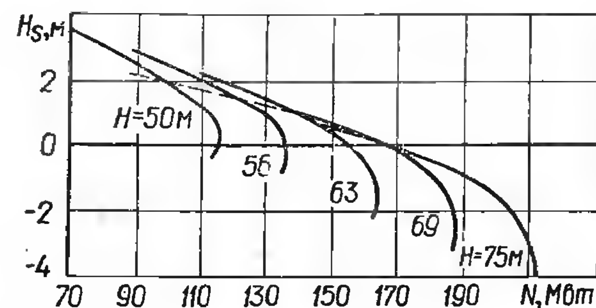


Рис. 85. Кривые $H_s = f(N)$ радиально-осевой гидротурбины РО75/702-В550; $n = 107{,}1$ *об/мин*.

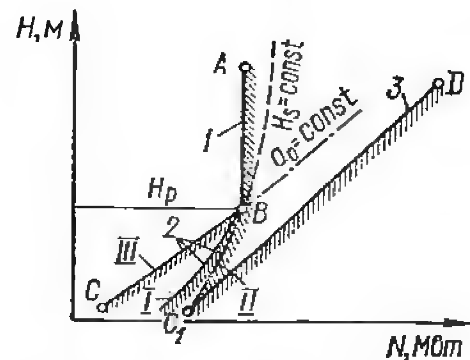


Рис. 86. К построению линии ограничения мощности турбины:

1 — ограничения мощности по генератору; *2* — ограничения мощности по турбине; *3* — предельная мощность турбин.

Построение линии ограничения мощности гидротурбины [22]. Линия ограничения мощности состоит из двух участков: вертикального и наклонного (рис. 86, 87). Вертикальный отрезок AB — от расчетного до максимального напора (точка A) — представляет ограничение мощности турбины по выбранной номинальной мощности гидрогенератора. Наклонный участок — от расчетного до минимального напора (точка C) — это ограничение мощности самой турбины. Форма линии ограничения зависит от типа гидротурбины и предъявляемых требований обеспечения ее бескавитационной работы при различных положениях нижнего бьефа.

Радиально-осевые и пропеллерные гидротурбины. Форма наклонного участка линии ограничения определяется линией равного открытия направляющего аппарата $a_0 = \text{const}$, проходящей через расчетную точку, или линией ограничения мощности, нанесенной на универсальной характеристике модели. Мощность, развиваемую турбиной при минимальном напоре, вычисляют следующим образом. Определяют величину $(n'_{Iн})_{\max} = \dfrac{nD_1}{\sqrt{H_{\min}}}$, затем $(n'_{Iм})_{\max} = (n'_{Iн})_{\max} - \Delta n'_I$ и значение Q'_I, $м^3/с$ в точке пересечения линии $(n'_{Iм})_{\max} = \text{const}$ с линией $a_0 = \text{const}$ или линией ограничения мощности модели. Вычисляют мощность натурной турбины при минимальном напоре $H_{\min}$: $N = 9{,}81 D_1^2 Q'_I H_{\min} \sqrt{H_{\min}}\, \eta$, *квт*. Соединяя точки ($N_р$; $H_р$) и (N; $H_{\min}$) прямой линией, получают участок ВС линии ограничения мощности турбины (рис. 86, 87).

Поворотнолопастные гидротурбины. Положение регулирующих органов турбины (открытие лопаток направляющего аппарата и установка лопастей рабочего колеса) и основные параметры маслонапорной установки (МНУ) зависят от выбора расчетного режима.

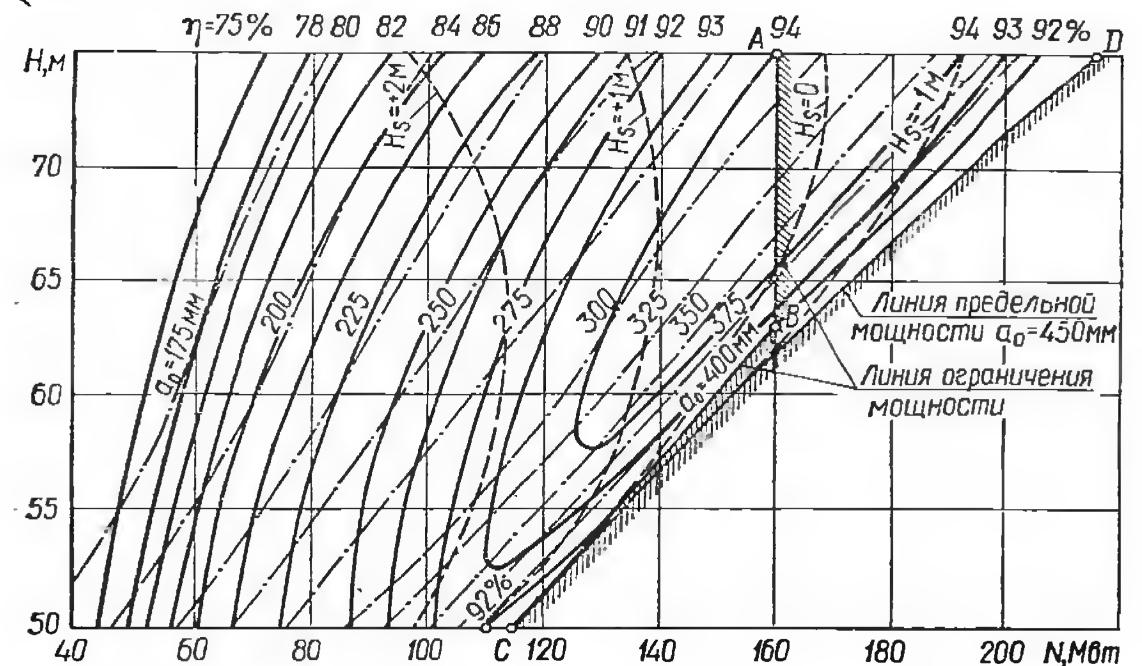


Рис. 87. Эксплуатационная характеристика радиально-осевой гидротурбины РО75/702-В550; $N = 160$ *Мвт*; $n = 107{,}1$ *об/мин*.

Значение открытия направляющего аппарата натурной гидротурбины для расчетной точки $a_{0н} = a_{0м} \dfrac{D_{0н}}{D_{0м}} \dfrac{z_{0м}}{z_{0н}}$ обычно сохраняют постоянным при изменении напора от $H_р$ до $H_{\min}$. Таким образом, значение приведенного расхода для минимального напора определяют в точке пересечения горизонтальной линии $(n'_{Iм})_{\max}$, *об/мин*, и линии $a_0 = \text{const}$, проходящей через расчетную точку. По найденному значению Q'_I, $м^3/с$, вычисляют мощность при минимальном напоре $N = 9{,}81 D_1^2 Q'_I H_{\min} \sqrt{H_{\min}}\, \eta$.

Возможны и другие способы [22] построения наклонного участка линии ограничения (рис. 86).

1. Уровень нижнего бьефа ГЭС практически постоянен. В этом случае ограничение мощности турбины диктуется соображениями бескавитационной работы при напорах, меньших расчетного. Наклонный участок линии ограничения определяется формой кривой допустимой высоты отсасывания $H_{sд} = \text{const}$, проходящей через

точку расчетной мощности. При этом для всех режимов допустимая высота отсасывания не превышает фактическую величину, $H_{s\text{д}} \geqslant H_{s\text{ф}}$.

2. Уровень нижнего бьефа минимальный из всех возможных; высота отсасывания и отметка турбины определены исходя из этих условий. При повышении уровня нижнего бьефа фактическая высота отсасывания уменьшается по сравнению с допустимой, что позволяет увеличивать мощность турбины до тех пор, пока не наступит равенство $H_{s\text{д}} = H_{s\text{ф}}$ (кривая II).

3. Уровень нижнего бьефа ГЭС ниже выбранного расчетного, для которого определена отметка турбины. Это может иметь место, например, в период наполнения водохранилища, когда попуски воды в нижнем бьефе минимальны. Для того чтобы обеспечить бескавитационные режимы, то есть выполнение условия $H_{s\text{ф}} = H_{s\text{д}}$, мощность турбины следует уменьшить (линия III).

Оформление эксплуатационной характеристики. Эксплуатационная характеристика включает следующие данные: тип турбины и название ГЭС, для условий которой она построена; частота вращения и диаметр турбины; тип спиральной камеры и колена отсасывающей трубы, их относительные размеры; номер универсальной характеристики модели; условная отметка, от которой отсчитывается высота отсасывания; допуск на КПД.

Часть II

ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ И ВЫБОР ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ТУРБИН

Глава VI. РАСЧЕТ РАБОЧИХ КОЛЕС РАДИАЛЬНО-ОСЕВОГО ТИПА

§ 47. Методы расчета лопастных систем реактивных гидротурбин

Для расчета лопастной системы и проектирования рабочего колеса необходимо задаться расчетными параметрами (Q'_1, n'_1), формой полости турбины и применить соответствующий метод профилирования лопасти. Взаимная связь исходных расчетных параметров и их влияние на форму проектируемой лопасти изучены еще недостаточно. Принятый метод расчета лопастной системы рабочего колеса будет эффективен только в том случае, если исходные расчетные параметры и граничные условия на входе и выходе из рабочего колеса выбраны достаточно обосновано. Поэтому разработка высокоэффективного рабочего колеса на заданные параметры в значительной мере зависит от опыта расчетчика и экспериментальных модификаций.

Профилирование лопасти рабочего колеса гидротурбины состоит в практическом решении обратной задачи на заданные расчетные параметры (см. § 16). Современные инженерные методы расчета лопастной системы проектируемого рабочего колеса основаны на последовательном применении обратной и прямой задач (§ 14—16). При помощи обратной задачи определяют форму лопасти; решение прямой задачи дает возможность расчетным путем оценить варианты лопастных систем и отобрать для изготовления и испытания лучшие рабочие колеса. Такой подход к разработке новых рабочих колес позволяет значительно уменьшить число испытываемых моделей.

Обратная задача имеет две постановки:

1. Меридиальный поток в полости турбины и расчетные величины расхода и оборотов приняты. В ходе расчетов определяют форму лопасти и распределение момента скорости в полости рабочего колеса. Принятые осесимметричные поверхности тока должны обеспечивать плавное соединение потока в рабочем колесе с потоками до и после него.

2. Задано распределение момента скорости в полости рабочего колеса и расчетные параметры; в ходе расчетов определяют поверхности тока и форму лопасти. В качестве первого приближения можно принять потенциальный меридиальный поток; в дальнейшем положение и форма поверхностей тока уточняются.

В инженерной практике широко применяется первая постановка задачи, т. е. профилирование лопасти в принятом осесимметрич-

ном потоке невязкой и несжимаемой жидкости. Методы профилирования можно классифицировать следующим образом: одномерные методы — профилирование лопасти при помощи треугольников скоростей на входе и выходе из рабочего колеса; двумерные методы— радиальные сечения лопасти или форму профилей на поверхностях тока определяют расчетным путем; квазитрехмерные методы — действительное трехмерное течение исследуется при помощи двух двумерных задач: определение формы поверхностей тока; расчет решеток профилей на найденных поверхностях тока (см. § 13).

Одномерные методы профилирования [3; 7]. В основе этих методов лежит предположение о том, что параметры потока (скорости и давление) изменяются только вдоль поверхностей тока, т. е. вдоль криволинейной координаты q_1 (см. § 9). Поток в рабочем колесе принимают осесимметричным и, как правило, равноскоростным $\frac{\partial ()}{\partial q_3} = \frac{\partial ()}{\partial q_2} = 0$. При принятом распределении момента скорости на входе и выходе из рабочего колеса по закону $v_u r$ = const вычисляют величины v_{u_1} и v_{u_2} вдоль принятых входной и выходной кромок лопасти при заданных напоре и угловой скорости вращения рабочего колеса. Поскольку расчетный расход через турбину и форма потока заданы, значения меридиональных скоростей вдоль входной и выходной кромок известны. По известным скоростям v_m, v_u, u на входе и выходе из рабочего колеса вычисляют углы β_1 и β_2 вдоль кромок лопасти и строят сечения лопасти поверхностями тока на развертках отображающих поверхностей. Форму профилей на поверхностях тока находят при помощи геометрических построений. Построение профилей на развертках по известным углам β_1 и β_2 и их сборка в лопасть выполняются без учета взаимного влияния решеток , так как на каждой поверхности тока принимают свой закон сработки момента скорости. Таким образом, циркуляционный поток (поле момента скорости) в рабочем колесе не увязывается с принятым меридиональным потоком, что может привести к смещению исходных поверхностей тока и росту потерь энергии. Эффективное применение одномерных методов профилирования лопастей возможно при наличии большого опыта расчетчика и экспериментальных данных испытания рабочих колес близких параметров.

Двумерные методы профилирования лопасти [3; 7]. Течение жидкости также предполагается на осесимметричных поверхностях тока, однако учитывается изменение скорости и давления в потоке вдоль координат q_1 и q_2. Закон сработки момента скорости в виде кривой $v_u r = f(s)$ задают только на одной поверхности тока. Следовательно, как и в случае одномерных методов форма сечения лопасти на граничной поверхности тока — ободе или втулке рабочего колеса — задается. В процессе профилирования устанавливается вполне определенная зависимость между распределением момента скорости на различных поверхностях тока. При принятых исходных данных и форме меридионального потока форма бесконечно

тонкой лопасти определяется расчетом. При этом форма и расположение сечений лопасти на поверхностях тока увязываются между собой. Двумерные методы расчета лопастных систем, в частности в потенциальном меридиональном потоке, получили широкое применение в инженерной практике.

Трехмерные методы расчета лопастных систем [5; 7; 12; 24]. Имеющееся в действительном потоке изменение скоростей и давления по угловой ширине лопастных каналов приводит к тому, что реальные поверхности тока не являются поверхностями вращения (рис. 36). В результате обтекание решеток происходит не на осесимметричных поверхностях S_m, а вдоль ступенчатых поверхностей тока S_1 (см. § 13). Кроме того, в средней части канала поверхность тока S_2 не совпадает со скелетной поверхностью лопасти $S_л$. Полный учет пространственного потока приводит к большим математическим трудностям; при этом методы расчета рабочих колес становятся весьма громоздкими. С целью упрощения методов расчета лопастных систем трехмерную задачу искусственно расчленяют на две двумерные:

осреднение параметров потока по окружной координате q_3 и определение осесимметричных поверхностей тока в полости рабочего колеса;

определение формы профилей решеток, лежащих на осесимметричных поверхностях тока.

В такой постановке квазитрехмерные методы широко применяются в практике расчета рабочих колес реактивных гидротурбин. В последнее время Г. В. Викторовым разработана постановка третьей двумерной задачи, рассматривающей течение на поверхностях, ортогональных к поверхностям тока.

§ 48. Выбор расчетных параметров и полости рабочего колеса

Прежде чем приступить к расчету лопастной системы, необходимо задать ряд исходных величин и принять очертания полости рабочего колеса. Расчетные величины приведенного расхода Q'_1, *л/с*, и оборотов n'_1, *об/мин*, принимают в зависимости от расчетного напора и мощности турбины. Для предварительного выбора приведенных величин проектируемого рабочего колеса можно рекомендовать данные, помещенные в табл. 7, а также универсальные характеристики номенклатурных рабочих колес близкой быстроходности (см. § 44).

При расчете нового рабочего колеса задают примерные величины КПД, кавитационного коэффициента турбины и допустимый уровень пульсаций давлений в потоке за рабочим колесом.

При принятых величинах диаметра, частоты вращения и расчетной мощности натурной гидротурбины вычисляют значения Q'_{1max}, *л/с*, и n'_1, *об/мин*, в расчетной точке. Гидромеханический расчет рабочего колеса и профилирование его лопастей выполняют, как

правило, на оптимальный режим. На основании имеющихся экспериментальных данных можно рекомендовать следующие значения приведенных величин на расчетном (оптимальном) режиме:

$$\left.\begin{aligned} Q_{\text{Iр}} &= (0{,}7 \div 0{,}75)\, Q'_{\text{I max}}; \\ n'_{\text{Iр}} &= (0{,}9 \div 1{,}0)\, n'_{\text{I опт}}. \end{aligned}\right\} \qquad (275)$$

Меньшие значения коэффициентов в выражениях (275) применяют для тихоходных и средней быстроходности турбин; бóльшие — для быстроходных. Выбор оптимальных приведенных величин следует увязать с размерами и формой проточной части турбины.

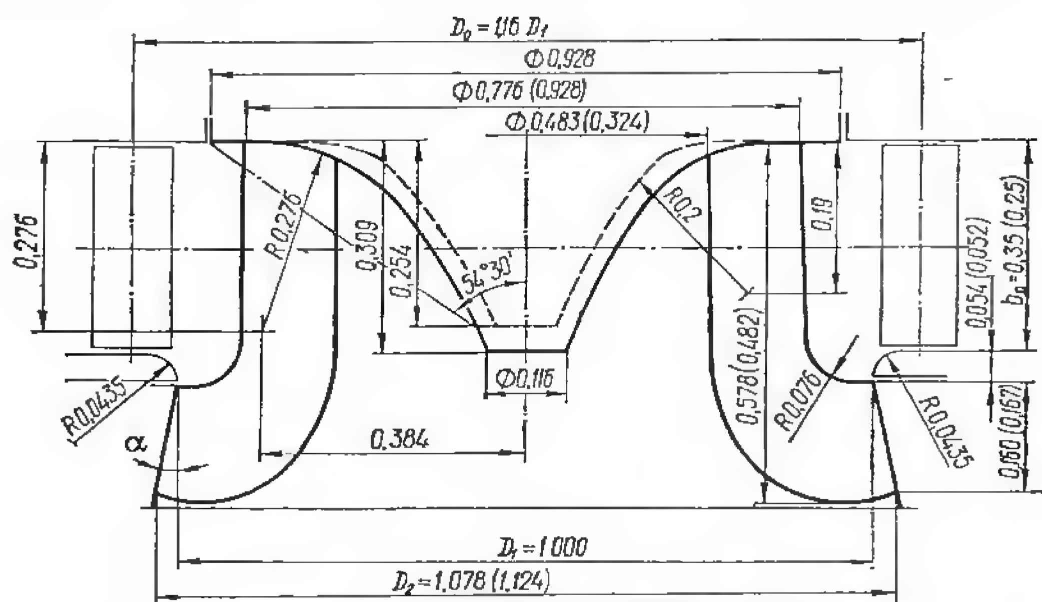


Рис. 88. Полости рабочих колес Р045/123 и Р0115/697 (размеры полости рабочего колеса Р0115 указаны в скобках).

Контуры полости рабочего колеса обычно выбирают, ориентируясь на номенклатурные рабочие колеса близкой быстроходности [3; 23]. С целью варьирования показателями рабочего колеса желательно предусмотреть различные модификации полости: изменение очертаний верхнего и нижнего ободов, втулки и т. д. Окончательный выбор оптимального варианта проводится по данным испытаний моделей рабочих колес, рассчитанных на одни и те же исходные параметры, но имеющих различные очертания ободов и втулки.

Относительную высоту направляющего аппарата и диаметр расположения осей поворота лопаток, влияющих на размеры и очертания полости, обычно принимают в соответствии с рекомендациями номенклатуры гидротурбин (табл. 7 и 8). Желательно некоторое увеличение значений D_0/D_1 и b_0/D_1 по сравнению с рекомендуемыми величинами, так как уменьшение средних скоростей и выравнивание потока перед поступлением его на рабочее колесо приводит к улучшению энергетических и кавитационных характеристик турбины. Однако увеличение высоты направляющего аппарата вызывает рост гидравлических сил и моментов, действующих на лопатки, что требует применения сталей с более высокими механическими показателями и установки более мощных сервомоторов направляющего аппарата. Одновременно возрастают усилия и напряжения в рабочем колесе. За счет изменения контуров полости в определенных пределах можно повлиять на значения приведенных величин, КПД и кавитационного коэффициента турбины. Контуры рабочих колес различной быстроходности существенно отличаются между собой. Рабочие колеса высокой и средней быстроходности (рис. 88) имеют большие значения $b_0/D_1 = 0{,}35 \div 0{,}2$ и $D_2 \geqslant D_1$; при этом угол конусности нижнего обода $\alpha = 3 \div 21°$. При увеличении конусности нижнего обода и площади потока на выходе из рабочего колеса, как правило, улучшаются энергетические и кавитационные характеристики и имеет место некоторое возрастание пропуск-

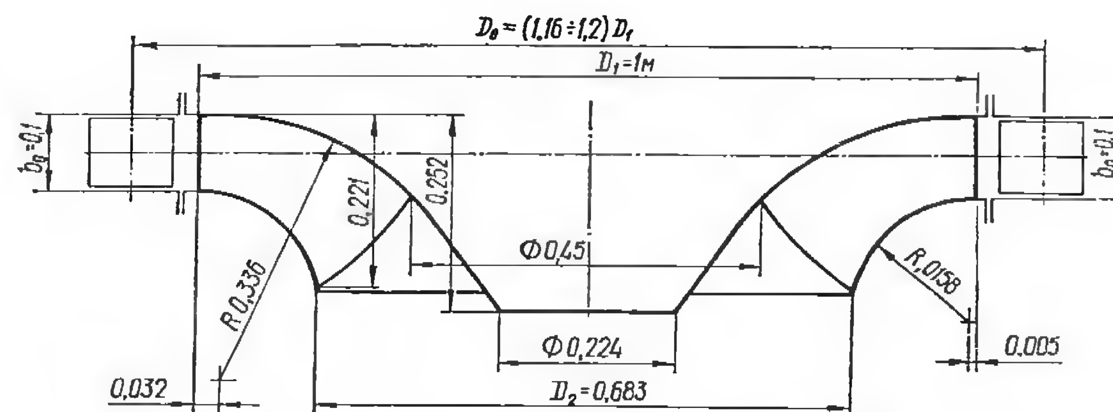


Рис. 89. Полость рабочего колеса Р0400/683.

ной способности турбины. Рабочие колеса средне- и высоконапорных турбин малой быстроходности имеют меньшую высоту направляющего аппарата $b_0/D_1 = 0{,}16 \div 0{,}08$, что обусловлено соображениями прочности лопаток направляющего аппарата и лопастей рабочего колеса, а также получением соответствующих гидравлических характеристик гидротурбины. Контуры нижнего и верхнего ободов таких колес имеют бóльшие радиусы кривизны, обеспечивают плавный поворот потока в зоне рабочего колеса; при этом $D_2 < D_1$ (рис. 89).

К числу задаваемых гидравлических параметров лопастной системы рабочего колеса относятся:

1. Входная или выходная кромка лопасти.

2. Длина меридиональной проекции лопасти l_m у обода или втулки, которая при принятом числе лопастей z определяет густоту решетки на рассматриваемой поверхности тока. Для криволинейной поверхности тока среднюю густоту решетки рабочего колеса вычисляют при помощи выражения

$$\left(\frac{l}{t}\right)_{\text{ср}} = \frac{z}{2\pi}\int_1^2 \frac{1}{r}\, dl \simeq \frac{z}{2\pi}\sum_1^2 \frac{1}{r_i}\Delta l_i. \qquad (276)$$

Густота периферийной решетки существенно влияет на энергетические и кавитационные характеристики рабочего колеса. Для радиально-осевых рабочих колес в зависимости от быстроходности она находится в пределах $\left(\frac{l}{t}\right)_{ср} = 1,5 \div 3,5$.

3. Число лопастей рабочего колеса, которое влияет на густоту решетки и определяет величину напряжений в лопастях. Обычно число лопастей выбирают в зависимости от быстроходности турбины (табл. 16).

4. Форма кривой сработки момента скорости $v_u r = f(s)$ вдоль исходной поверхности тока, которая существенно влияет на показатели рабочего колеса.

Задание перечисленных параметров необходимо для профилирования лопасти при помощи двумерного метода. При пользовании одномерным методом задают форму и положение в пространстве входной и выходной кромок, углом охвата лопасти и по известным входным и выходным углам лопасти строят ее сечения на расчетных поверхностях тока.

§ 49. Построение меридионального потока

В принятой полости рабочего колеса строят потенциальный или вихревой меридиональный поток, учитывая результаты экспериментальных и расчетных исследований потока гидротурбин близкой быстроходности. Структура потока в полости рабочего колеса существенно зависит от формы лопастей. При силовом взаимодействии потока и лопастей соответствующей формы в полости рабочего колеса может иметь место такой поток, который существенно отличается от потока в безлопастном канале того же очертания. Оптимальное сочетание формы лопастей и полости рабочего колеса устанавливается на основании данных решения прямой осесимметрической задачи, опытного исследования моделей рабочих колес и их модификаций.

Структура меридионального потока зависит от принятых очертаний проточной части и режима работы турбины. Поток в проточной части турбины можно разделить на три зоны: поток перед рабочим колесом; поток в рабочем колесе; поток после рабочего колеса. Для обеспечения минимальных потерь энергии переход из одной зоны потока в другую должен осуществляться плавно, без резких изменений формы линий тока. Поверхности тока в рабочем колесе можно приближенно построить по данным замеров потока в сечениях перед и за рабочим колесом. Если такие экспериментальные данные отсутствуют, меридиональный поток для заданной лопастной системы строят, решая прямую осесимметричную задачу (см. § 15).

В практике расчета рабочих колес различных типов широко пользуются потенциальным и равноскоростным меридиональными потоками (см. § 17).

Последовательность графо-аналитического построения потенциального меридионального потока. 1. На заданные расчетные напор и мощность турбины выбирают приведенные величины Q_I', *л/с*, n_I', *об/мин*, и форму проточной части, руководствуясь рекомендациями номенклатуры [23].

2. По заданным размерам вычерчивают принятую полость рабочего колеса или ее модификацию (на рис. 88 модификация верхнего обода показана штриховой линией) диаметром $D_1 = 1000$ *мм* в масштабе 1 : 1 и намечают сечения потока $I - I$ и $II—II$, где начинают и заканчивают построение линий тока.

3. Число линий тока i, включая граничные поверхности тока, принимают в зависимости от величины b_0/D_1. Для турбин средней и высокой быстроходности ($b_0/D_1 = 0,2 \div 0,35$) можно принять $i = 7 \div 9$, а для тихоходных рабочих колес $i = 5$. Задавшись числом линий тока, выполняют разбивку сечений $I—I$ и $II—II$:

Сечение I—I. Построение потока (рис. 90, *a*) начинают на достаточном удалении от оси турбины $r_{I-I} = (1,2 \div 1,4)\, r_1$, где можно предположить постоянство скорости по высоте направляющего аппарата $v_{mI} = \text{const}$. Элементарный расход между соседними линиями тока принимают одинаковым $\Delta Q = \text{const}$. Суммарный расход через рабочее колесо равен $Q = \sum \Delta Q$ и его величина известна (при $D_1 = 1$ *м* и $H = 1$ *м* $Q = Q_I'$, *л/с*). При принятых допущениях $\Delta Q_I' = \text{const}$ и $v_{mI} = \text{const}$ по высоте направляющего аппарата входное сечение I—I разбивают по высоте на равные части b_0/n, где $n = i - 1$ — число элементарных струек. Величина средней скорости во входном сечении

$$v_{mI} = \frac{Q_I'}{2\pi r_I b_0}, \ м/с. \tag{277}$$

Сечение II—II. На достаточном удалении от поворота потока в сечении на входе в отсасывающую трубу можно предположить $v_{mII} = \text{const}$. Чтобы обеспечить выполнение условия $\Delta Q = \text{const}$ между соседними линиями тока в сечении $II—II$ при принятой постоянной скорости v_{mII}, кольцевые площадки сечения $II—II$ должны быть равны между собой $\pi R_1^2/i - 1 = \pi R_k^2/i - k$. Откуда следует, что $\pi R_k^2 = \frac{i-k}{i-1}\pi R_1^2$. Таким образом, величина радиуса расположения k-й линии тока

$$R_k = R_1 \sqrt{\frac{i-k}{i-1}}. \tag{278}$$

Если, например, $i = 5$, то при $k = 1$ $R_k = R_1$; при $k = 2$ $R_k = \frac{R\sqrt{3}}{2}$ и т. д.

4. Выполнив разбивку входного и выходного сечений, проводят в первом приближении линии тока. При этом имеют в виду, что

скорости потока у нижнего обода (где кривизна граничной линии тока максимальна) больше, поэтому при условии $\Delta Q = \text{const}$ расстояние между линиями тока меньше. Одновременно проводят нормали к линиям тока через точки на крайней линии тока, отстоящие друг от друга на расстоянии $\Delta s = 10 \div 20$ *мм*.

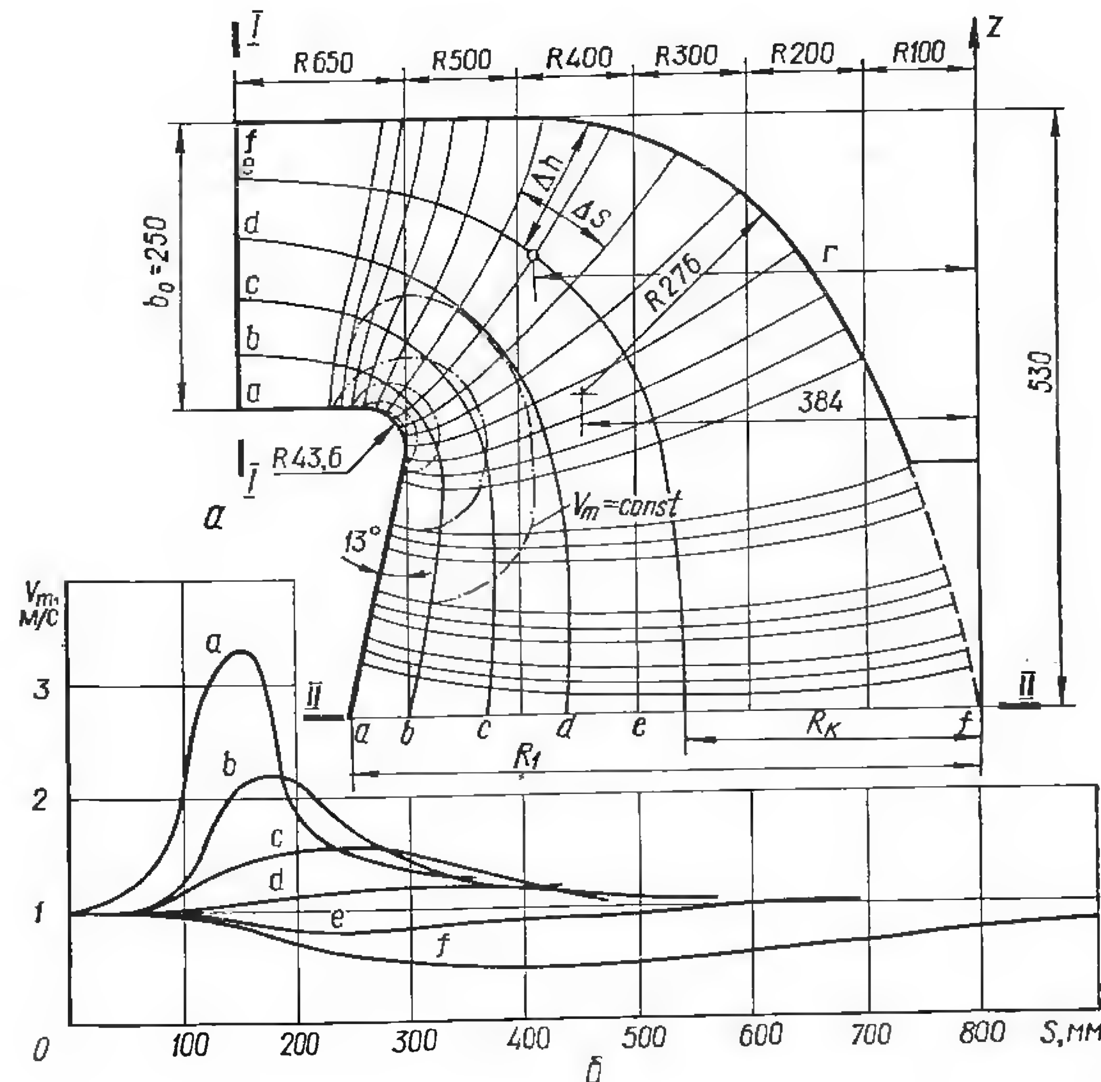


Рис. 90. Потенциальный меридиональный поток в полости турбины ($D = 1$ *м*; $H = 1$ *м*; $Q'_I = 1000$ *л/с*):

а — меридиональная проекция полости рабочего колеса; *б* — графики $v_m = f(s)$.

5. Приступают к корректировке сетки потока. Уточнение линий тока целесообразно начать в зоне их максимальной кривизны. Для вычерчивания второго приближения линий тока и эквипотенциальных линий вычисляют элементарный расход между соседними линиями тока вдоль нормали

$$\Delta Q = 2\pi r \Delta n v_m, \tag{279}$$

где Δn — расстояние по нормали между соседними линиями тока (рис. 90, *а*).

Для потенциального потока справедлива следующая зависимость:

$$v_m = \frac{d\Phi}{ds} \simeq \frac{\Delta\Phi}{\Delta s}, \tag{280}$$

где $\Delta\Phi$ — падение потенциала вдоль линии тока между соседними нормалями, отстоящими друг от друга на расстоянии Δs.

Подставляя значение v_m из уравнения (280) в уравнение (279), получают

$$\Delta Q = 2\pi \frac{r}{\Delta s} \Delta\Phi\Delta n. \tag{281}$$

Суммарный расход через сечение $n - n$ потока

$$Q = 2\pi\Delta\Phi \int_{n_{об}}^{n_{вт}} \frac{r}{ds}\, dn \tag{282}$$

должен быть равен заданной величине. При известном расходе и найденном значении интеграла определяют разность потенциалов между соседними нормалями

$$\Delta\Phi = \frac{Q}{2\pi \int_{n_{об}}^{n_{вт}} \frac{r}{ds}\, dn}. \tag{283}$$

По вычисленному значению $\Delta\Phi$ при помощи (280) определяют скорости вдоль рассматриваемой нормали. Вычисление интеграла может быть выполнено графически или графоаналитически. Критерием правильности построения линий тока является обеспечение $\Delta Q = \text{const}$ между соседними линиями тока.

Из выражения (282) следует, что суммарный расход через сечение $n - n$ пропорционален величине интеграла. Соответственно величины $\frac{r}{\Delta s}\Delta n = F_i$ пропорциональны элементарным расходам между соседними линиями тока, которые должны быть равны между собой. Следовательно, для уточнения сетки потока необходимо так перестроить линии тока, чтобы величина ΔF_i была одинаковой вдоль $n - n$.

Для этого в табл. 13 записывают значения величин r, s, Δn, замеренные на чертеже, и выполняют соответствующие вычисления. В результате определяют среднее значение $\Delta F_{ср} = \sum \Delta F_i / i - 1$ вдоль нормали и отклонение каждой величины ΔF_i от ее среднего значения: $\delta(\Delta F_i) = \Delta F_i - \Delta F_{ср}$. Величину отклонения $\delta(\Delta F_i)$ для каждой пары соседних линий тока делят на значение $(r/\Delta s)_{ср}$, что дает поправки $\delta(\Delta n)$ (с учетом знака), по которым судят, на сколько и в каком направлении надо сместить точки пересечения линии тока с нормалью $n - n$. Полученные поправки с учетом

Таблица 13. **Построение сетки линий тока и эквипотенциальных линий**

Линии тока	r, мм	Δs, мм	$\frac{r}{\Delta s}$	$\left(\frac{r}{\Delta s}\right)_{ср}$	Δn, мм	$\Delta F_i = \left(\frac{r}{\Delta s}\right)_{ср} \Delta n$, мм	$\Delta F_{ср} = \frac{\sum \Delta F_i}{n}$, мм	$\delta(\Delta F_i) = \Delta F_i - \Delta F_{ср}$, мм	$\delta(\Delta n)_i = \frac{\delta(\Delta F)_i}{(r/\Delta s)_{ср}}$, мм	$\frac{\delta(\Delta n)_i}{\Delta n}$ 100%
Эквипотенциальная линия ———										
a—a										
b—b										
c—c										
d—d										
и т. д.										

знака откладывают вдоль рассматриваемой нормали. Первую поправку $\delta(\Delta n)$ откладывают на отрезке нормали Δn у обода и находят уточненное значение отрезка $\Delta n'$, от которого откладывают новое значение $\Delta n''$ между следующими линиями тока и т. д. На последнем участке нормали между предпоследней линией тока и втулкой имеются две поправки (граничная линия тока — втулка рабочего колеса — задана), которые алгебраически складывают и их среднюю величину $\delta(\Delta n)_{ср}$ откладывают на последнем отрезке нормали Δn. Строят уточненное положение линий тока, записывают в таблицу новые значения величин и выполняют аналогичные вычисления.

При смещении линий тока одновременно перестраивают эквипотенциальные линии, так как сетка потока должна оставаться ортогональной. Уточнение сетки выполняют до тех пор, пока не будет обеспечена требуемая точность построений: $\frac{\delta(\Delta n)}{\Delta n} 100 = 3 \div 5\%$. Аналогично уточняют положения линий тока для всех нормалей между сечениями I — I и II — II.

6. После окончания построений сетки потока переходят к вычислению значений меридиональных скоростей v_m вдоль эквипотенциальных линий и линий тока. Величины $\Delta\Phi$ определяют по формуле (283), а значения меридиональной скорости между двумя соседними линиями тока по уравнению (280). Все вычисления заносят в табл. 14.

7. По данным табл. 14 строят кривые изменения меридиональных скоростей вдоль линий тока $v_m = f(s)$ (рис. 90, *б*), которые имеют общее начало в сечении I — I ($\Delta\Phi_I$ = const) и заканчиваются в сечении II — II ($\Delta\Phi_{II}$ = const). Поток построен правильно, если площади, заключенные между кривыми $v_m = f(s)$ различных линий тока и вертикальными ординатами — сечениями I — I и II—

Таблица 14. **К вычислению меридиональных скоростей потенциального меридионального потока**

$$D_I = 1000 \text{ мм}; \; H = 1 \text{ м}; \; Q'_I = Q \text{ —— м}^3/\text{с}; \; v_m = \frac{\Delta\Phi}{\Delta s}$$

Эквипотенциальные линии	Вычисляемые величины									
	$2\pi \sum \frac{r}{\Delta s} \Delta n$, м	$\Delta\Phi = \frac{\frac{Q}{вт}}{\left(2\pi \sum \frac{r}{\Delta s} \Delta n\right)_{об}} = \frac{\frac{Q}{вт}}{\left(2\pi \sum \Delta F_i\right)_{об}}$, м²/с	Линии тока							
			a—a		b—b		c—c		d—d	
			Δs, м	v_m, м/с	Δs, м	v_m, м/с	Δs, м	v_m, м/с	Δs, м	v_m, м/с
0—0										
1—1										
2—2										
3—3										
4—4										
и т. д.										

II, равны между собой. Эти площади должны быть равны, так как они пропорциональны изменению значения потенциала между сечениями I—I и II—II, которое одинаково для всех линий тока.

8. Рассекая кривые $v_m = f(s)$ горизонтальными линиями, строят на меридиональном сечении рабочего колеса кривые равных скоростей v_m = const.

В практике расчетов лопастных систем все большее распространение находит расчет потенциального осесимметричного потока путем решения уравнений при помощи численных методов с использованием ЭВМ и специальной программы.

Таблица 15. **К построению равноскоростного меридионального потока (полость рабочего колеса Q'_I = — м³/с)**

Линии тока	Вычисляемые величины									
	r_i, м	$r_{ср} = \frac{r_i + r_i + 1}{2}$, м	Δn_i, м	$\Delta F_i = 2\pi r_{ср} \cdot \Delta n_i$, м²	$F_i = \sum \Delta F_i$, м²	$\Delta F_{ср} = \frac{F_i}{i-1}$, м²	$\delta(\Delta F_i) = \Delta F_i - \Delta F_{ср}$, м²	$\delta(\Delta n)_i = \frac{\delta(\Delta F_i)}{2\pi r_i}$, м	$\frac{\delta(\Delta n)_i}{\Delta n_i}$ 100, %	$(\Delta n)'_i$, м	$v_m = \frac{Q}{F_i}$, м/с
a—a											
b—b											
c—c											
d—d											
e—e											

Построение равноскоростного потока. 1. Выбирают входное I—I и выходное II—II сечения полости и выполняют их разбивку (рис. 91, *а*) аналогично тому, как это описано выше для потенциального меридионального потока.

2. Через точки входного и выходного сечений ориентировочно проводят линии тока и нормали к ним.

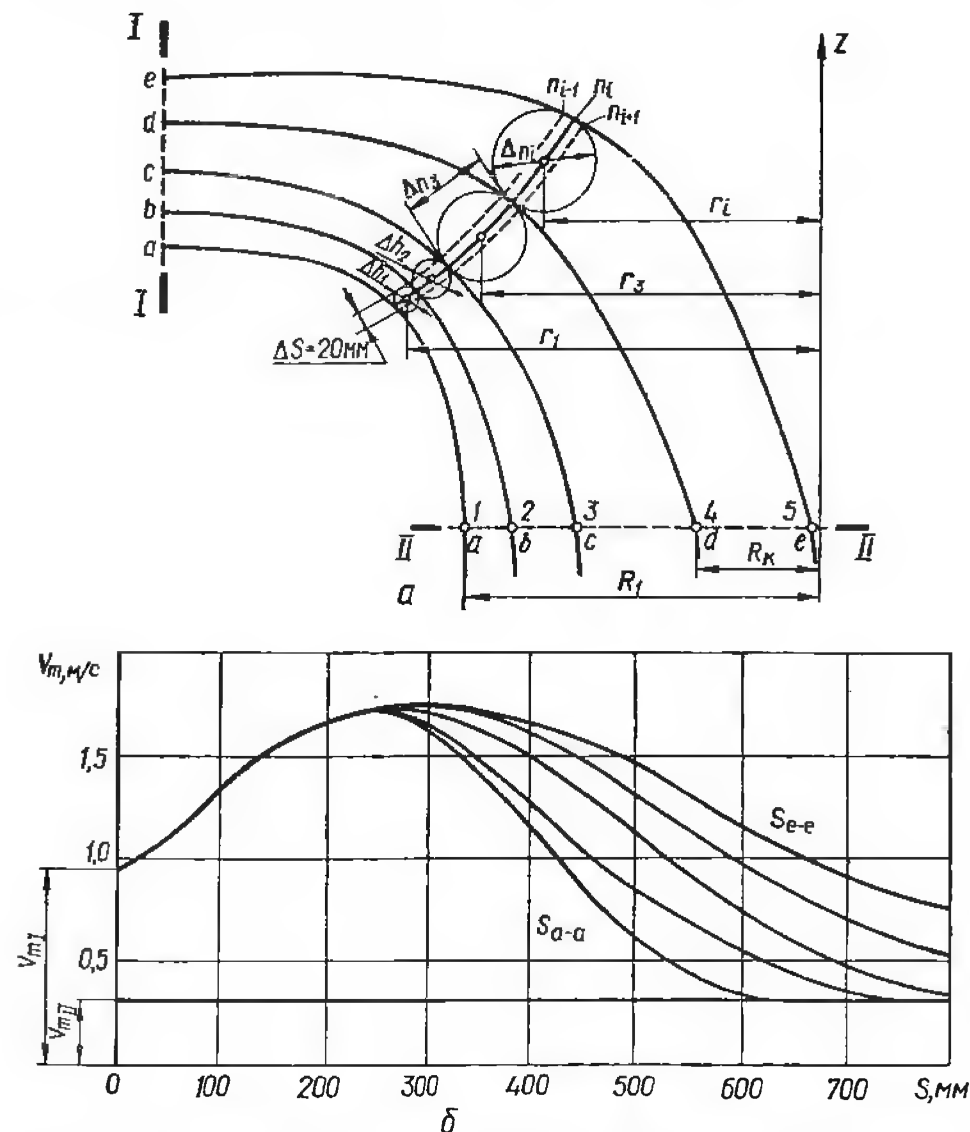


Рис. 91. Построение меридионального равноскоростного потока:
а — меридиональная проекция полости; *б* — графики $v_m = f(s)$.

3. Вдоль нормалей замеряют величины Δn_i, r_i и вычисляют произведения $r_i \Delta n_i$. Так как расход между соседними линиями тока постоянен $\Delta Q = \text{const}$, произведения $\Delta n_i r_i$ для рассматриваемой нормали должны быть равными. Строят второе приближение линий тока и повторяют расчеты. Перестроение сетки линий тока и нормалей выполняют до тех пор, пока не будет достигнута желаемая точность построений (допускается погрешность порядка $3 \div 5\%$). Все вычисления для каждой нормали выполняют в табличной форме (табл. 15).

4. Пользуясь уравнением неразрывности, определяют меридиональные скорости вдоль линий тока (табл. 15) и строят кривые $v_m = f(s)$ (рис. 91, *б*).

§ 50. Одномерные методы профилирования лопастей

Основные положения [3; 7]. При построении лопасти на принятые параметры Q_I' и n_I' в принятой полости должны быть заданы форма меридионального потока и характер распределения циркуляции на входе и выходе из рабочего колеса, а также очертания входной и выходной кромок на меридиональной плоскости и в плане. Для расчетного режима вычисляют значения углов входа β_1 и выхода β_2 вдоль кромок лопасти. Так как криволинейные поверхности тока на плоскости не разворачиваются, их заменяют коническими или цилиндрическими поверхностями. На развертках поверхностей вращения строят сечения лопасти поверхностями тока. Существуют различные способы построения сечений лопасти: на развертках конусов, касательных к поверхностям тока или пересекающих их; при помощи конформного отображения сечений лопасти с разверток конусов на поверхности тока; при помощи конформного отображения сечений лопасти с единого цилиндра (ось которого совпадает с осью турбин) на поверхности тока и др.

Выбор формы кромок лопасти, числа лопастей, их толщины и угла охвата.

Ф о р м у   в х о д н о й   к р о м к и лопасти выбирают такой, чтобы обеспечить определенные значения углов β_1 (ориентируясь на данные рабочих колес близкой быстроходности) и их плавное изменение от нижнего обода ко втулке. Рекомендуются следующие величины входных углов: для рабочих колес высокой и нормальной быстроходности ($n_s = 400 \div 250$) $\beta_1 = 40 \div 60°$; для тихоходных рабочих колес ($n_s = 150 \div 80$) $\beta_1 = 50 \div 90°$. Для обеспечения рекомендуемых величин углов β_1 можно изменять очертание меридиональной проекции кромки или граничные условия на входе и выходе из рабочего колеса. Форма входной кромки в меридиональной плоскости зависит также от принятой величины приведенных оборотов (рис. 92). Расстояние R_1' до оси вращения точки пересечения входной кромки с втулкой должно удовлетворять условию радиального входа

$$R_1' \geqslant \frac{1}{\omega} \sqrt{\eta_\Gamma g H}. \qquad (284)$$

Длина меридиональной проекции лопасти l_m на нижнем ободе ориентировочно может быть принята:

$$\left.\begin{array}{l} \text{для } n_s = 80 \div 120: l_m = (6{,}5 \div 8)\sqrt{D_1}, \text{ мм;} \\ \text{для } n_s = 150 \div 400: l_m = (4{,}5 \div 5)\sqrt{D_1}, \text{ мм.} \end{array}\right\} \qquad (285)$$

Значения l_m уточняются в процессе проектирования.

Необходимо также принять определенную величину l_m на втулке, основываясь на гидродинамических и прочностных требованиях, предъявляемых к рабочему колесу.

Форма выходной кромки также принимается на основании опыта проектирования рабочих колес близкой быстроходности. Для рабочих колес высокой и нормальной быстроходности выходные углы $\beta_2 = 20 \div 40°$ (угол β_2 увеличивается от ниж-

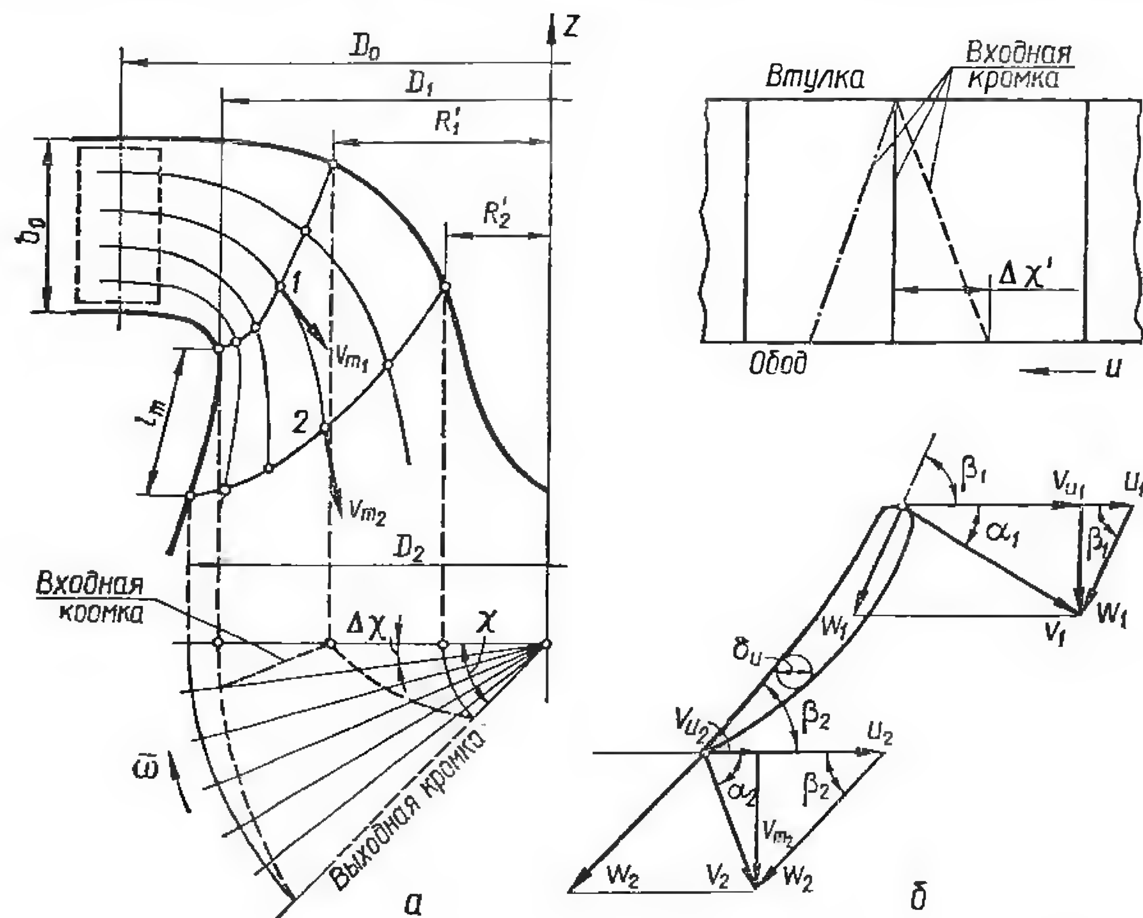


Рис. 92. Выбор очертания меридиональной проекции и плана лопасти:
а — построение лопасти; *б* — построение профиля на поверхности тока.

него обода ко втулке); для тихоходных рабочих колес $\beta_2 = 10° \div 25°$. Рекомендуемые значения β_2 получают, изменяя исходные расчетные параметры и очертания кромок. В отечественной практике гидротурбостроения входная и выходная кромки лопасти обычно принимаются радиальными, что обосновывается соображениями технологичности лопасти. Зарубежные фирмы часто изготавливают рабочие колеса с нерадиальными входными кромками $\Delta\chi = 3 \div 8°$, отогнутыми у нижнего обода против вращения рабочего колеса (рис. 92). Нерадиальная входная кромка влияет на форму лопасти и, следовательно, на энергетические, кавитационные и пульсационные характеристики рабочего колеса.

Число лопастей, их толщина и угол охвата лопасти в плане зависят от напора, быстроходно-

Таблица 16. **Выбор числа лопастей рабочего колеса z и угла охвата χ лопасти в зависимости от напора H**

Напор H, *м*	Быстроходность n_s	z	χ	Угол конусности α нижнего обода
700—300	80—150	19—13	40—50°	
300—170	150—250	17—13	30—40°	3—6°
170—45	250—400	15—11	30—40°	9—20°

сти, требований прочности и технологии изготовления рабочего колеса (табл. 16).

Максимальная толщина лопасти и закон распределения толщин вдоль хорды профиля существенно влияют на гидравлические и прочностные характеристики рабочего колеса. С точки зрения повышения КПД и улучшения кавитационного коэффициента принимаемая из условий прочности толщина лопасти должна быть возможно меньшей, чтобы стеснение потока не было чрезмерным. Максимальная относительная толщина лопасти находится у втулки, где имеют место наибольшие изгибающие моменты. Энергетические и кавитационные характеристики рабочего колеса при прочих равных условиях улучшаются при уменьшении относительной толщины лопасти от втулки к нижнему ободу.

Принятый характер распределения толщин вдоль хорды профиля должен быть обеспечен на расчетных поверхностях тока. Поэтому при построении профилей на развертках отображающих поверхностей в значения толщины должны вноситься определенные коррективы.

При определенных формах поверхностей тока и отображающих поверхностей искажение толщин профиля на развертках по сравнению с принятым законом распределения толщин на поверхностях тока может быть мало. Это упрощает построение профилей конечной толщины и лопасти в целом. Принятую толщину лопасти (см. табл. 17) обычно откладывают по одну сторону от линии, построенной по расчетным углам β_1 и β_2. При таком построении кривизна

Таблица 17. **Распределение толщин вдоль профилей на конических развертках**

x/l, %	δ/δ_{max}, %	x/l, %	δ/δ_{max}, %	x/l, %	δ/δ_{max}, %
5	70	45	91	80	44,5
10	87,5	50	87	85	35,5
20	98,5	55	81,5	90	25,5
27,5	100	60	75,5	95	15.5
30	99,5	65	68,5	100	5
35	98	70	61,5		
40	94,5	75	52,5		

профиля несколько увеличивается, а угол потока на выходе из рабочего колеса приближается к расчетному значению β_{2p}, определенному для случая $z = \infty$.

Величина максимальной толщины лопасти у втулки зависит от напора, числа лопастей, их формы, а также диаметра рабочего колеса. Для приближенного определения величины δ'_{max} можно воспользоваться данными модельного или натурного рабочего колеса D_1 близкой быстроходности и напора и пересчитать δ_{max} на данный

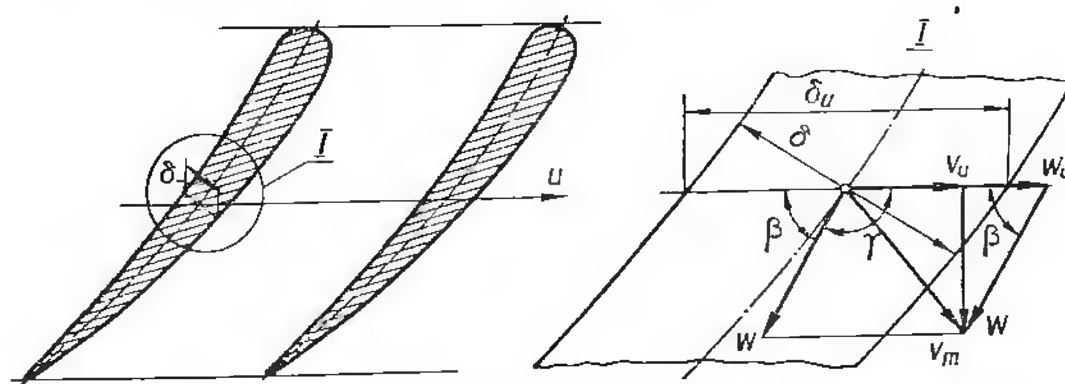


Рис. 93. Учет стеснения потока лопастями конечной толщины.

диаметр D'_1; $\delta'_{max} = \delta_{max} \frac{D'_1}{D_1}$. Максимальную толщину лопасти можно также определить приближенно при помощи формулы Камерера

$$\delta_{max} = (0{,}005 \div 0{,}01) D_1 \sqrt{\frac{H_{max}}{z}} + 0{,}002, \ м, \qquad (286)$$

где 0,005 — коэффициент для тихоходных турбин, а 0,01 — для быстроходных.

Приняв закон распределения толщин вдоль профилей лопасти, определяют коэффициент стеснения (рис. 93) вдоль расчетных поверхностей тока

$$\psi = \frac{2\pi r - z\delta_u}{2\pi r}, \qquad (287)$$

где r — радиус текущей точки на поверхности тока; $\delta_u = \frac{\delta}{\sin\beta}$ — толщина лопасти в окружном направлении; z — число лопастей рабочего колеса.

По найденным величинам ψ вычисляют значения скоростей с учетом стеснения потока

$$v'_m = \frac{v_m}{\psi}, \qquad (288)$$

где v_m — скорость нестесненного потока.

Если поток построен с учетом стеснения, значение v'_m определяют по кривым $v'_m = f(s)$ непосредственно.

Задание условий в потоке на входе и выходе из рабочего колеса и построение треугольников скоростей вдоль кромок лопасти. Расчет рабочего колеса и профилирование его лопастей обычно выполняют на оптимальный режим, при котором величина момента скорости на выходе из рабочего колеса минимальна или равна нулю. Приняв значения приведенных величин $Q'_{Iопт}$, *л/с*, и $n'_{Iопт}$, *об/мин*, для оптимального режима, вычисляют входные β_1 и выходные β_2 углы потока для точек пересечения кромок лопасти с линиями тока меридионального потока:

$$\left.\begin{aligned} \operatorname{tg}\beta_1 &= \frac{v'_{m1}}{u_1 - v_{u1}}; \\ \operatorname{tg}\beta_2 &= \frac{v'_{m2}}{u_2 - v_{u2}}, \end{aligned}\right\} \qquad (289)$$

где v'_m — скорости меридионального потока на оптимальном режиме с учетом стеснения; u — окружная скорость в рассматриваемой точке кромки; v_{u1}, v_{u2} — окружные составляющие абсолютной скорости на входе и выходе из рабочего колеса.

В случае осевого выхода потока из рабочего колеса ($v_{u2} = 0$) значения v_{u1} вычисляют при помощи уравнения Л. Эйлера

$$(v_u r)_1 = \frac{\eta_г g H}{\omega}, \qquad (290)$$

где $\eta_г = 0{,}92 - 0{,}94$ — гидравлический КПД на оптимальном режиме. Как показали экспериментальные исследования, максимум КПД гидротурбины наблюдается при небольшой положительной закрутке потока у нижнего обода $(v_u r)_2 = (0{,}03 \div 0{,}1)\frac{\eta_г g H}{\omega}$ и $(v_u r)_2 = 0$ у втулки. При этом момент скорости на входе в рабочее колесо у нижнего обода равен $(v_u r)_2 = (1{,}03 \div 1{,}1)\frac{\eta_г g H}{\omega}$.

По найденным значениям углов β_1 и β_2 строят сечения лопасти поверхностями тока, используя для этого развертки конусов.

Выбор отображающих поверхностей и построение профилей лопасти. Отображение профилей с разверток конусов на поверхности тока (или наоборот с поверхностей тока на развертки) возможно двумя способами: конформное отображение, при котором профили деформируются, но углы не искажаются; приближенное отображение профиля на развертку конуса с учетом поправок на искажение входного и выходного углов лопасти.

Способ конформного отображения достаточно точен, но трудоемок. Пользуясь способом приближенного отображения, можно выбрать такое положение образующей конуса, при котором искажение профиля при переходе с развертки конуса на поверхность тока будет минимальным.

Рассмотрим приближенное отображение сечения лопасти с поверхности тока на коническую поверхность и способы построения профилей на развертках для рабочих колес различной быстро-

ходности. Любая кривая, лежащая на поверхности тока (рис. 94), может быть отображена на поверхности конуса, для чего ряд точек этой кривой последовательно переносят с поверхности тока на конус. Например, точку A кривой AB переносят на поверхность конуса, сохраняя ее расстояние до окружности $K — K$, общей для конуса и поверхности тока.

Аналогично профиль, построенный на развертке конуса, переносят на поверхность тока таким образом, чтобы как можно меньше искажались расчетные углы β_1 и β_2 лопасти. Если выбрать конус, касательный к поверхности тока на выходе из рабочего колеса, то угол β_2 одинаков как на поверхности тока, так и на конусе. По мере удаления точки от окружности $K — K$ искажение угла β увеличивается, причем оно тем больше, чем угол β меньше 90°. Поэтому при переходе с поверхности тока на коническую поверхность необходимо учитывать это искажение. Проводят систему радиальных и горизонтальных плоскостей, в результате на поверхностях тока и конуса образуются две сетки. Из рассмотрения рис. 94 следует, что отрезок ab линии тока на поверхности тока и конуса образует с дугами окружностей углы $\beta_{пов}$ и $\beta_{кон}$

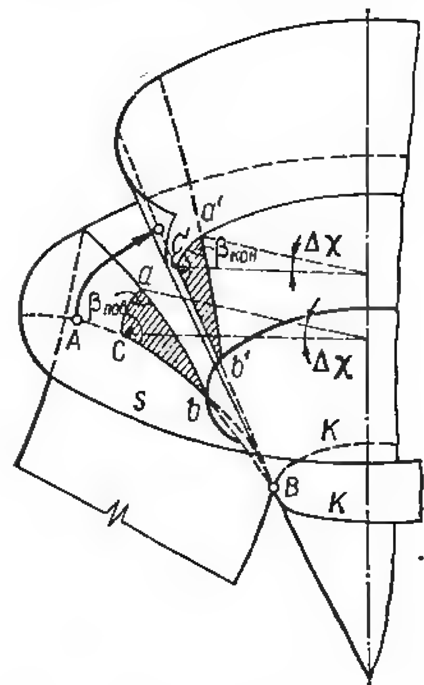


Рис. 94. К выбору разворачиваемой поверхности вращения.

$$\left.\begin{aligned} \operatorname{tg}\beta_{пов} &= \frac{bc}{r\Delta\chi};\\ \operatorname{tg}\beta_{кон} &= \frac{b'c'}{r_{кон}\Delta\chi}, \end{aligned}\right\} \qquad (291)$$

где $\Delta\chi$ — угол между радиальными плоскостями; r, $r_{кон}$ — текущие радиусы на поверхности тока и конуса.

Так как $bc = b'c'$, то $r\Delta\chi \operatorname{tg}\beta_{пов} = r_{кон}\Delta\chi \operatorname{tg}\beta_{кон}$, откуда следует, что

$$\operatorname{tg}\beta_{кон} = \frac{r}{r_{кон}}\operatorname{tg}\beta_{пов}. \qquad (292)$$

Углы на развертке конуса вычисляют при помощи следующих выражений:

$$\left.\begin{aligned} &\text{на входе } \operatorname{tg}\beta_{1кон} = \operatorname{tg}\beta_{1пов}\frac{R_1}{R'_{1кон}};\\ &\text{на выходе } \operatorname{tg}\beta_{2кон} = \operatorname{tg}\beta_{2пов}. \end{aligned}\right\} \qquad (293)$$

Ниже рассмотрены различные поверхности вращения, применяемые при построении сечений лопасти поверхностями тока.

Образующая конуса касательна к линии тока в месте ее пересечения с выходной кромкой (рис. 95, а, б). Радиусы развертки конуса:

$$\left.\begin{aligned} R_{2кон} &= R_2/\sin\gamma;\\ R_{1кон} &= R_{2кон} + l_m, \end{aligned}\right\} \qquad (294)$$

где γ — угол между образующей конуса и осью турбины; l_m — длина меридиональной проекции профиля.

Угол развертки конуса

$$\psi = \chi\sin\gamma, \qquad (295)$$

где χ — угол охвата лопасти в плане.

Образующая конуса пересекает меридиональную проекцию линии тока (рис. 95, в). Выбор образующей конуса осуществляется таким образом, чтобы ее отклонения от линии тока на входе и выходе из рабочего колеса были равны отклонению в центральной части. При отображении профиля с развертки конуса на поверхность тока или наоборот считают, что меридиональная проекция линии тока выпрямляется без искажения длины. Чтобы искажение отрезков профиля при переходе на поверхность тока было минимальным, исходные точки на образующих конусов и на линиях тока выбирают на одинаковом расстоянии от оси рабочего колеса $r_0 = r_k$. В качестве исходной обычно выбирают точку, где расположена максимальная толщина профиля.

Радиусы развертки конуса:

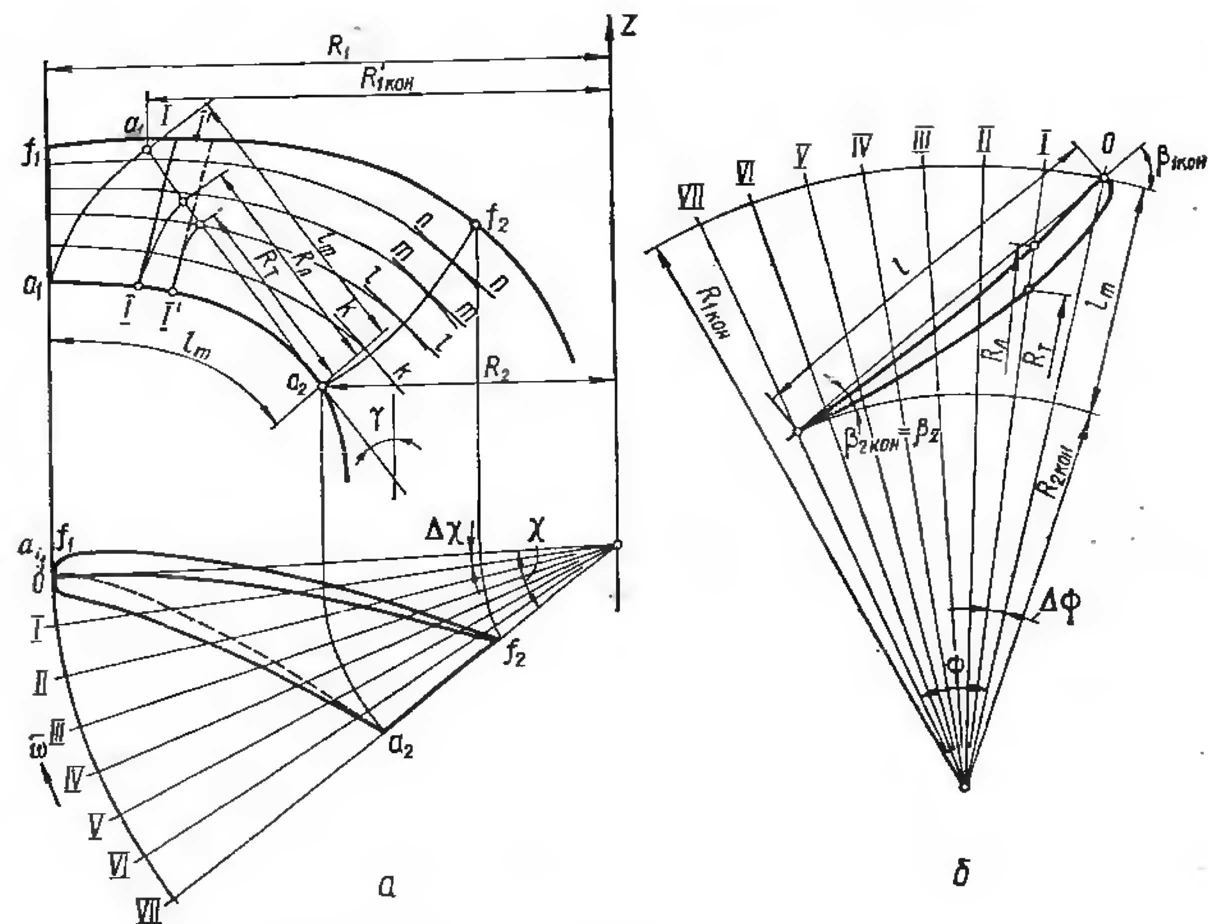
$$\left.\begin{aligned} R_0 &= r_0/\sin\gamma;\\ R_{1кон} &= R_0 + S_0S_1;\\ R_{2кон} &= R_0 - S_0S_2. \end{aligned}\right\} \qquad (296)$$

Аналогично проводят секущие для других поверхностей тока, замеряют и вычисляют соответствующие величины и строят развертки конусов.

Два встречных конуса, касательных к поверхности тока на входе и выходе из рабочего колеса. Такое расположение конусов может быть применено при проектировании лопасти тихоходной радиально-осевой гидротурбины, когда поворот потока из радиального направления в осевое осуществляется в пределах рабочего колеса. При этом входной и выходной углы профиля на развертках равны расчетным величинам, однако центральная часть профиля искажается.

Более точное построение профилей на развертках конусов основано на конформном отображении с учетом деформаций элементов линии тока при переходе с конической поверхности на поверхность тока.

При построении разверток конусов (особенно в случае быстроходных рабочих колес) их радиусы R_1 и R_2 могут оказаться достаточно большими. В этом случае дуги окружностей заменяют параболами или пользуются другими приближенными способами их построения [3].



Для построения профиля на развертке конуса проводят две прямые: на входе под углом $\beta_{1кон}$ и на выходе под углом $\beta_{2кон}$ (рис. 95,*б*), которые соединяют плавной кривой. Полученную линию (бесконечно тонкий профиль) обычно принимают за лицевую сторону профиля; при этом кривизна профиля получается несколько больше. Такой нерасчетный прием приближенно учитывает влияние конечного числа лопастей на отклонение потока на выходе из рабочего колеса. Для построения профилей конечной толщины на развертках конусов можно воспользоваться законом распределения толщин, представленным в табл. 17, или использовать данные распределения толщины лопастей лучших рабочих колес близкой быстроходности [3].

Построение радиальных сечений лопасти. На развертках профилей различных поверхностей тока определяют точки пересечения одноименных радиальных плоскостей с лицевой и тыльной сторонами профилей и переносят их на линии тока меридионального потока. Так, например, сечение *I—I* пересекает профили в точках, расположенных на радиусах $R_л$, $R_т$. Этими радиусами выполняют засечки на образующих конусов; полученные точки переносят на поверхности тока, сохраняя условие равенства длин элементов линий тока на конусе и поверхности тока (рис. 95, *а*, *б*). Соединив одноименные точки плавной кривой, получают радиальные сечения тыльной и лицевой поверхности лопасти, например, *I—I* и *I′—I′*.

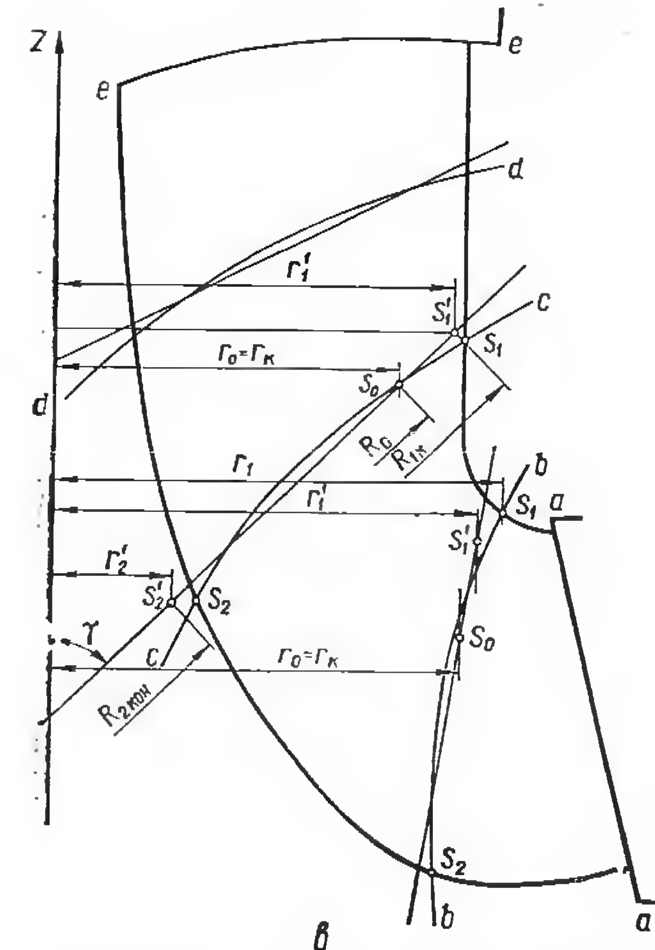


Рис. 95. Поверхности вращения, заменяющие поверхности тока:
а — профилирование лопасти при помощи касательных конусов; *б* — построение профиля на развертке конуса; *в* — профилирование лопасти при помощи секущих конусов.

Располагая радиальными сечениями лопасти, можно построить проекции линий тока в плане. Построенные радиальные сечения и линии тока полностью определяют форму лопасти.

При использовании двумерных методов профилирования радиальные сечения бесконечно тонкой лопасти определяются расчетом (см. § 51). Полученные расчетные линии тока (скелеты профилей) переносят на развертки конусов и «одевают» профилем конечной толщины, пользуясь принятым законом распределения толщин (см. табл. 17). Для того чтобы угол β_1 оставался неизменным, на входном участке профиля принятую толщину откладывают по обе стороны от скелетной линии (рис. 96). Построив профили конечной толщины, на меридиональной проекции лопасти строят радиальные сечения тыльной поверхности (радиальные сечения лицевой поверхности получены расчетом).

Построение горизонтальных сечений лопасти. Для изготовления модели лопасти и шаблонов для контроля ее поверхности при обработке строят горизонтальные сечения лопасти (так называемые «доски»). С этой целью используют систему горизонтальных плоскостей (сечения *0—0′*; *1—1′* и т. д.). Точки пересечения горизонтальных сечений с радиальными сечениями лопасти в меридиональной плоскости переносят на план и соединяют плавными кривыми. На теоретическом чертеже лопасти вычерчивают меридиональную проекцию, план лопасти и ее горизонтальные сечения (см. рис. 102).

Чтобы правильно установить лопасти в рабочем колесе, необходимо определить расчетные значения расстояний между соседними лопастями (расстояния в свету a_2) вдоль выходной кромки. Один из способов определения значений a_2 основан на построении на развертках секущих конусов выходных элементов лопастей (рис. 95, *а*), расположенных на расстоянии шага $t = \frac{\pi D_i}{z}$. Кратчайшее расстояние между точкой на лицевой поверхности лопасти на выходе из

рабочего колеса и точкой на тыльной поверхности соседней лопасти представляет собой расстояние в свету (рис. 97). Образующие секущих конусов проводят через точки пересечения линий тока

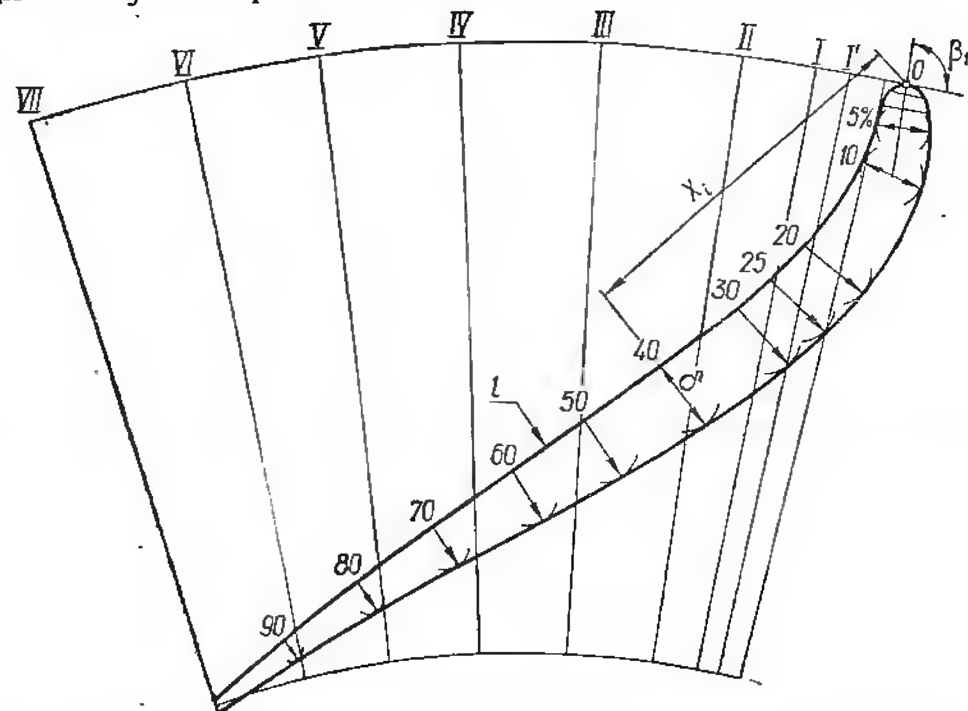


Рис. 96. Построение профиля конечной толщины на развертке конуса.

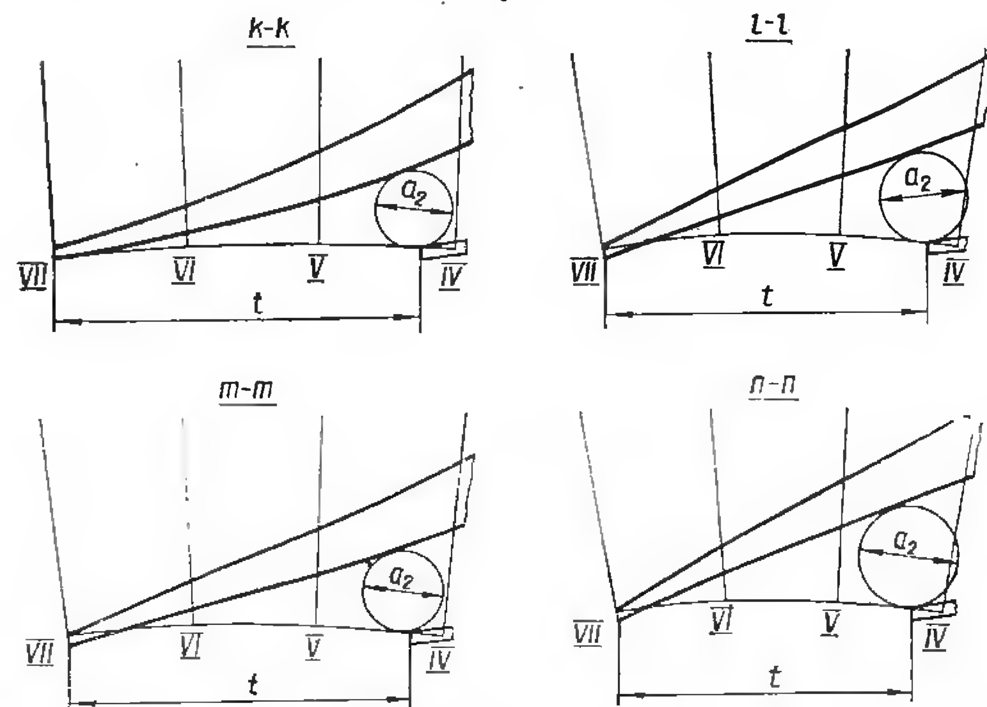


Рис. 97. Определение расстояний в свету между лопастями рабочего колеса.

с выходной кромкой, перпендикулярно к последней. На чертеже рабочего колеса указывают значения расстояний в свету a_2 вдоль выходной кромки и радиусов точек, в которых расстояния в свету определялись (рис. 97).

§ 51. Профилирование лопасти в потенциальном меридиональном потоке. Пример расчета

Общая постановка задачи построения формы лопасти в осесимметричном потоке изложена в §14 и 16. При заданном меридиональном потоке и принятых граничных условиях при помощи двумерных методов можно расчетным путем построить, в частности, бесконечно тонкую лопасть. Частным случаем решения обратной осесимметричной задачи является проектирование бесконечно тонкой лопасти при помощи метода Бауэрсфельда, в котором бесконечно

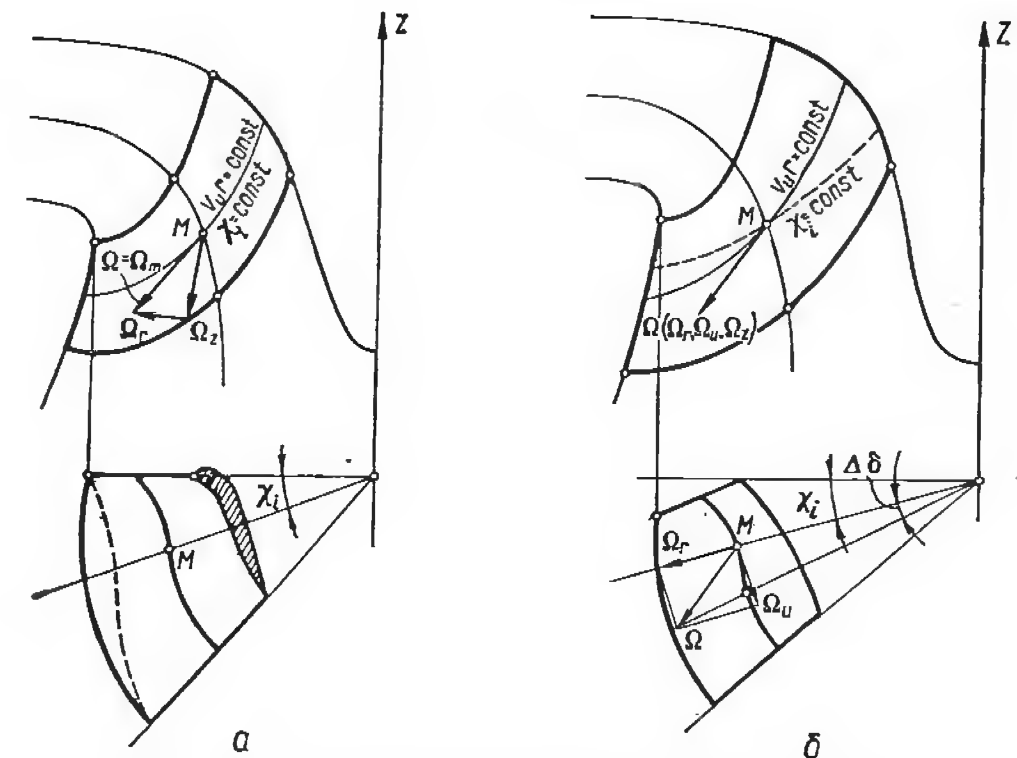


Рис. 98. Вихревые присоединенные линии лопасти:
а — потенциальный меридиональный поток; *б* — вихревой меридиональный поток.

тонкая лопасть рассматривается как вихревая поверхность, а меридиональный поток в рабочем колесе принимается потенциальным [7]. Основные допущения этого метода, который достаточно широко применяется в практике расчета радиально-осевых рабочих колес, следующие:

1. Меридиональный поток в полости рабочего колеса принимают потенциальным $\Omega_u = 0$. Так как поток в рабочем колесе предполагается осесимметричный, то линии тока меридионального потока являются образующими поверхностей тока. В процессе расчета определяют форму сечений бесконечно тонкой лопасти осесимметричными поверхностями тока.

2. Лопасть рассматривается как вихревая поверхность; в случае $\Omega_u = 0$ присоединенные вихревые линии $(\overline{\Omega} = \overline{\Omega}_r + \overline{\Omega}_z)$

лежат в меридиональной плоскости, так как исходный меридиональный поток принимается потенциальным (рис. 98, *а*).

3. Из рассмотрения уравнения плоской присоединенной вихревой линии $\Omega_r dz - \Omega_z dr = 0$ после подстановки компонентов вихря

$$\Omega_r = \frac{\partial (v_u r)}{r \partial z} \text{ и } \Omega_z = -\frac{\partial (v_u r)}{r \partial r}$$

следует

$$\frac{\partial (v_u r)}{r \partial z} dz + \frac{\partial (v_u r)}{r \partial r} dr = 0, \text{ т. е. } v_u r = \text{const}.$$

Таким образом, вдоль вихревой линии момент скорости постоянен. Это утверждение справедливо также и для пространственной присоединенной вихревой линии (рис. 98, *б*), поскольку в осесимметричном потоке $\partial (v_u r)/r\partial\,\theta = 0$.

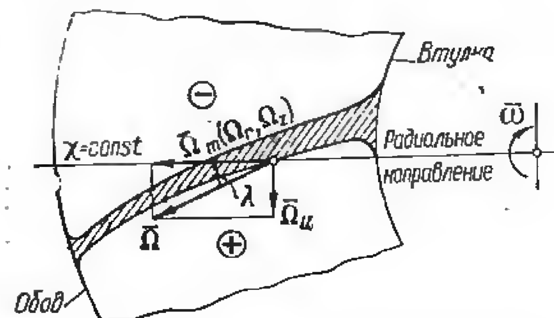


Рис. 99. Сечение лопасти поверхностью вращения $v_u r = \text{const}$, случай $\Omega_u \neq 0$.

4. Из предположения $\Omega_u = 0$ следует также, что угол $\lambda = 0$, и вихревые линии $(v_u r) = \text{const}$ совпадают с радиальными сечениями лопасти $\chi = \text{const}$ (рис. 99). Следовательно, момент скорости в рабочем колесе изменяется при переходе от одного радиального сечения лопасти к другому, т. е. $v_u r = f(\chi)$. Таким образом, лопасть заключена между радиальными плоскостями, отстоящими друг от друга на угол охвата χ. Поэтому входная и выходная кромки лопасти, спрофилированной в потенциальном меридиональном потоке $\Omega_u = 0$, расположены в радиальных плоскостях.

Профилирование лопасти в осесимметричном потоке выполняется согласно полученной ранее зависимости (см. § 16)

$$\Delta\chi = \frac{v_u r - r^2\omega}{r^2 v_m} \Delta s,$$

при помощи которой строят радиальные сечения лопасти.

Для однозначного определения поверхности лопасти необходимо задаться граничными условиями: $(v_u r)_1 = \text{const}_1$ вдоль входной кромки и $(v_u r)_2 = \text{const}_2$ или $(v_u r)_2 = 0$ вдоль выходной кромки лопасти. Кроме того, назначают пределы интегрирования дифференциального уравнения линии тока — длину граничной линии тока l_m и характер изменения момента скорости $v_u r = f(s)$ вдоль линии тока у обода или втулки рабочего колеса. Принятый закон сработки момента скорости существенно влияет на форму лопасти и, следовательно, на характеристики рабочего колеса и гидротурбины в целом.

Как показывают экспериментальные и расчетные исследования радиально-осевых рабочих колес, при задании формы кривой $v_u r = f(s)$ (рис. 101) следует учитывать очертания полости, расположение лопасти в полости рабочего колеса, число лопастей, распределение толщины вдоль профилей на поверхности тока и др. Принятый закон сработки момента скорости $v_u r = f(s)$ должен обеспечить рекомендуемый угол охвата лопасти (см. таблицу 16), ее плавную поверхность и, в конечном итоге, высокие энергокавитационные показатели рабочего колеса.

Последовательность профилирования бесконечно тонкой лопасти при помощи метода Бауэрсфельда. 1. На заданный расчетный напор и номинальную мощность турбины согласно рекомендациям номенклатуры принимают значения приведенных величин расхода и оборотов для оптимального режима, на который рассчитывают рабочее колесо.

2. Профилирование бесконечно тонкой лопасти заключается в определении сечений лопасти поверхностями тока, образованными линиями тока потенциального меридионального потока. Поэтому расчет начинают с построения потенциального меридионального потока. Построение выполняют в полости рабочего колеса диаметром $D_1 = 1000$ *мм* (M1 : 1) при $H = 1$ *м*.

3. Выбирают форму входной кромки лопасти и длину меридиональной проекции l_m лопасти на втулке или ободе рабочего колеса, руководствуясь при этом соображениями обеспечения приемлемых кавитационных качеств и допускаемых напряжений в лопастях рабочего колеса. На ободе величина $l_m = (0{,}14 \div 0{,}24)\ D_1$ и зависит от быстроходности проектируемого рабочего колеса.

4. Для построения радиальных сечений лопасти строят вспомогательные кривые $r^2 v_m = f(s)$ и $r^2\omega = f(s)$ для всех линий тока на заданные расчетные параметры Q_I' и n_I'.

5. Задают форму кривой $v_u r = f(s)$ вдоль линии тока на втулке или ободе. Приняв «нормальный выход» из рабочего колеса $((v_u r)_2 = 0)$, определяют величину момента скорости на входе $(v_u r)_1 = \eta_r g H/\omega$. Между известными значениями $(v_u r)_1$ и $(v_u r)_2$ проводят плавную кривую $v_u r = f(s)$ (рис. 101).

6. Определяют угол охвата χ лопасти в плане, интегрируя уравнение (104),

$$\chi = \int_1^2 d\chi = \int_1^2 \frac{v_u r - r^2\omega}{r^2 v_m} ds = \sum_{i=1}^{n} \frac{v_u r - r^2\omega}{r^2 v_m} \Delta s_i.$$

Для вычисления величины χ граничную линию тока разбивают на ряд участков (например, $\Delta s = 20$ *мм*), и для центров тяжести отрезков Δs находят значения $v_u r$, $r^2\omega$ и $r^2 v_m$ (рис. 100). Суммируя найденные величины $\Delta\chi$ для n участков Δs, определяют угол охвата лопасти $\chi = f(s)$ (см. табл. 19). Если полученная величина угла неприемлема, задают другую форму кривой $v_u r = f(s)$ и расчет повторяют. Зависимости $v_u r = f(s)$ и $\chi = f(s)$ перестраивают и получают кривую $v_u r = f(\chi)$, общую для всех рассчитываемых профилей (рис. 101.)

7. При помощи кривой $v_u r = f(\chi)$ строят радиальные сечения лопасти. Для этого на плане проводят радиальные плоскости через

$\Delta\chi = 5°$; на входе плоскости проводят гуще, через $\Delta\chi = 1° \div 2°$. При помощи зависимости (104) методом последовательных приближений определяют отрезки Δs_i на всех линиях тока, при которых это уравнение превращается в тождество (отличие между принятыми и полученными значениями отрезков Δs_i должно быть не более 3%). Соединяя концы отрезков Δs_i, вычисленных для разных линий тока, строят сечение $I—I$ (входная кромка обозначена как сечение $0—0$). Аналогично строят остальные радиальные сечения (см. пример расчета, табл. 20). Последнее радиальное сечение представляет собой выходную кромку лопасти.

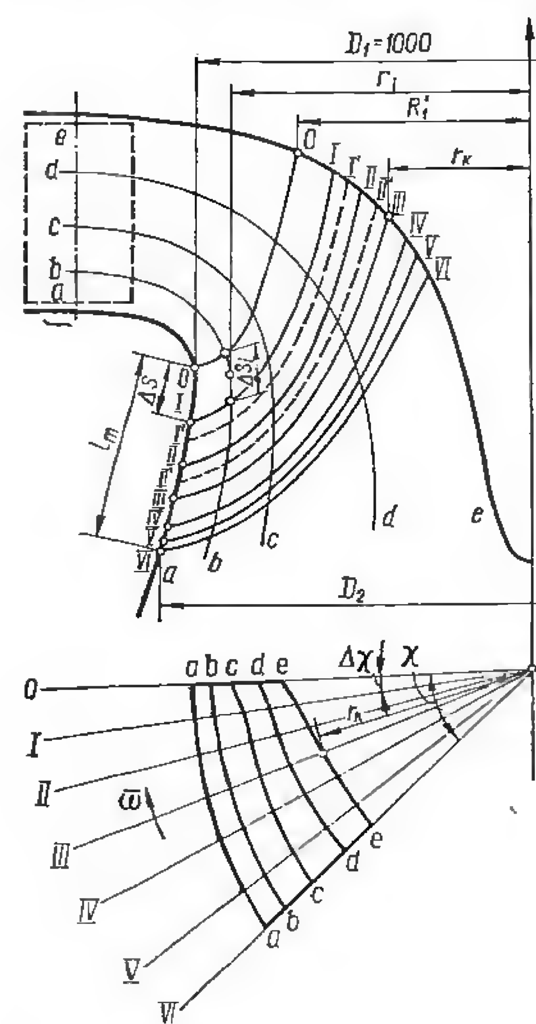


Рис. 100. Построение радиальных сечений лопасти.

8. Вычерчивают горизонтальную проекцию лопасти. Чтобы построить горизонтальные проекции граничных поверхностей тока (обода и втулки), на лучах $0—0$; $I—I$, $II—II$ и т. д. делают засечки при помощи радиусов r_k, на которых расположены точки радиальных сечений. Аналогично можно построить горизонтальные проекции остальных линий тока. Таким образом, поверхность лопасти определена в пространстве присоединенными вихревыми линиями (радиальными сечениями) и линиями тока относительного потока.

9. Полученная лопасть является бесконечно тонкой, так как определена в предположении $z = \infty$. Для построения лопасти конечной толщины каждое сечение «одевают» профилем конечной толщины. С этой целью выбирают секущие конуса, заменяющие криволинейные поверхности тока, строят их развертки и на них переносят расчетные бесконечно тонкие профили. Развернутые линии тока принимают за лицевую сторону профилей. Построив на развертках профили конечной толщины, приступают в обратном порядке к построению радиальных сечений тыльной поверхности лопасти.

10. Построение горизонтальных сечений лопасти, определение расстояний в свету между лопастями, изготовление чертежа лопасти и рабочего колеса выполняют аналогично тому, как это описано в § 50.

Так как рабочее колесо имеет конечное число лопастей определенной толщины, меридиональные средние скорости в его каналах

несколько больше по сравнению с исходными значениями. При учете стеснения потока необходимо найти новые поверхности тока. Однако в первом приближении можно сохранить исходные линии тока, полученные без учета стеснения. Как показывает опыт проектирования рабочих колес при помощи метода Бауэрсфельда с учетом стеснения, их энергетические и кавитационные показатели достаточно высоки, а совпадение расчетных и экспериментальных значений приведенного расхода и оборотов вполне удовлетворительное. В настоящее время метод профилирования лопастей в потенциальном меридиональном потоке с учетом его стеснения получил в отечественной практике широкое применение.

Профилирование лопасти в потенциальном меридиональном потоке с учетом стеснения лопастями конечной толщины. При учете стеснения осредненный в окружном направлении поток считается по-прежнему осесимметричным, однако скорости v'_m стесненного потока больше. Скорость меридионального потока при бесконечно тонких лопастях (см. § 17)

$$v_m = \frac{dQ}{2\pi r dn}.$$

Для конечного числа телесных лопастей (рис. 93) меридиональная скорость потока при том же расходе увеличивается:

$$v'_m = \frac{dQ}{\left(2\pi r - \frac{z\delta}{\sin\beta}\right) dn}, \tag{297}$$

где δ — толщина лопасти в данной точке.

Из условия обеспечения заданного расчетного расхода вытекает связь между скоростями стесненного и нестесненного потоков [7]:

$$v'_m = \frac{v_m}{1 - \frac{z\delta}{2\pi r \sin\beta}}. \tag{298}$$

Подставляя значение $\frac{1}{\sin\beta} = \sqrt{1 + \left(\frac{w_u}{v'_m}\right)^2}$ в уравнение (298) и обозначив $z\delta/2\pi r = K$, в результате преобразований получают выражение для определения скорости v'_m:

$$v'_m = \frac{1}{1 - K^2}\left[v_m + K\sqrt{v_m^2 + (1 - K)\, w_u^2}\right], \tag{299}$$

где v_m — скорость нестесненного потока в рассматриваемой точке.

Величина K при принятом законе распределения толщины вдоль профиля $\delta = f(s)$ известна в любой точке на расчетной линии тока (рис. 101). Используя дифференциальное уравнение линии тока

$$ds = \frac{r^2 v'_m}{v_u r - r^2\omega}\, d\chi, \tag{300}$$

выполняют профилирование лопасти в той же последовательности, как и для случая $z = \infty$. На исходной линии тока определяют угол

охвата лопасти χ. От принятой входной кромки лопасти откладывают отрезки Δs принятой длины (например, $\Delta s = 20$ *мм*). Для середин отрезков Δs в таблицу записывают значения v_m', $v_u r$, δ и других величин. В результате расчета получают зависимость $\chi = f(s)$ для расчетной линии тока; используя кривые $v_u r = f(s)$ и $\chi = f(s)$, строят кривую $v_u r = f(\chi)$. Далее переходят к построению радиальных сечений лопасти. Для этого на всех линиях тока при принятых значениях $\Delta\chi = 3 \div 5°$ вычисляют величины Δs_i, используя зависимость (300).

При помощи радиальных сечений лопасти $\chi = \text{const}$ можно построить проекции линий тока в плане; меридиональные проекции линий тока известны из построения потенциального потока.

Ниже приведен пример расчета лопасти методом Бауэрсфельда с учетом стеснения потока лопастями конечной толщины.

Пример расчета рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины. Исходные данные гидротурбины: $H_p = 86{,}5$ *м*; $H_{max} = 95$ *м*; $H_{min} = 65$ *м*; $N_p = 51{,}5$ *Мвт*.

На заданный диапазон напоров $H = 95 \div 65$ *м* в соответствии с рекомендациями номенклатуры гидротурбин ориентировочно выбираем полость рабочего колеса РО115/697 и значения приведенных величин. Определяют диаметр рабочего колеса, синхронную частоту вращения и высоту отсасывания гидротурбины.

В соответствии с расчетами заданная расчетная мощность обеспечивается турбиной с диаметром рабочего колеса $D_1 = 2500$ *мм* при $n = 250$ *об/мин* и $H_s = -3$ *м*.

Для обеспечения расчетной мощности турбины диаметром $D_1 = 2{,}5$ *м* необходим приведенный расход

$$Q_I' = \frac{N_p}{9{,}81 D_1^2 H_p \sqrt{H_p}\,\eta} = \frac{51500}{9{,}81 \cdot 2{,}5^2 \cdot 86{,}5\sqrt{86{,}5} \cdot 0{,}93} = 1{,}128 \text{ л/с}.$$

При принятой синхронной частоте вращения $n = 250$ *об/мин* приведенные обороты

$$n_I' = \frac{nD_1}{\sqrt{H_p}} = \frac{250 \cdot 2{,}5}{86{,}5} = 68{,}3 \text{ об/мин}.$$

Расчет рабочего колеса выполнен на предполагаемый оптимальный режим $Q_I' = 1000$ *л/с*; $n_I' = 70$ *об/мин*.

Задание исходных величин и расчетных параметров: условный расчетный диаметр рабочего колеса $D_1 = 1$ *м*; условный расчетный напор $H = 1$ *м*; расчетный расход $Q = Q'_{I\,опт} = 1000$ *л/с*; расчетные приведенные обороты $n'_{I\,опт} = 70$ *об/мин*; угловая скорость вращения $\omega = \pi n_I'/30 = 7{,}32$ 1/*с*; очертание меридиональной проекции рабочего колеса принято в соответствии с номенклатурным рабочим колесом РО 115/697 (рис. 88) (длина линии тока у втулки $l_m = 170$ *мм*); гидравлический КПД $\eta_г = 0{,}92$; потенциальный меридиональный поток построен для расхода $Q_I' = 1000$ *л/с* (рис. 90); число лопастей ($z = 14$) и их максимальная толщина ($\delta_{max} = 27$ *мм*) приняты с учетом требований прочности рабочего колеса. Закон распределения толщин лопасти вдоль линий тока принят одинаковым для всех поверхностей тока (табл. 17).

Профилирование лопасти. 1. Положение входной кромки на нижнем ободе фиксируется номинальным диаметром рабочего колеса D_1 (рис. 100). Точку входной кромки на втулке можно перемещать в некоторых пределах, однако, величина R_1' не должна быть меньше значения, определяемого по условия радиального входа потока на лопасть. В данном случае $R_1' \geq \frac{1}{\omega}\sqrt{\eta_г g H} = \frac{1}{7{,}32}\sqrt{0{,}92 \cdot 9{,}81 \cdot 1} = 0{,}41$. (Принято $R_1' = 415$ *мм*). Проводят плавную входную кромку через точки на верхнем и нижнем ободах, ориентируясь на номенклатурные рабочие колеса близкой быстроходности; при помощи зависимости (289) вычисляют значения углов β_1 в точках пересечения входной кромки с линиями тока меридионального потока. Обычно угол β_1 плавно увеличивается от обода ко втулке и находится в определенных пределах (см. § 50). Для достижения рекомендуемых величин углов β_1 и обеспечения плавности их изменения вдоль входной кромки расчеты выполняют для нескольких очертаний входной кромки. Расчетные данные принятого варианта кромки помещены в табл. 18.

Таблица 18. **Вычисление входных углов лопасти для случая $(v_u r)_2 = 0$**

Линии тока	r, *м*	u, *м/с*	v_{u_1}, *м/с*	v_{m_1}, *м/с*	w_u, *м/с*	$\operatorname{tg}\beta_1 = \frac{v_m}{u_1 - v_{u_1}}$	β_1
a—a	0,502	3,67	2,46	2,75	1,21	2,27	66° 12'
b—b	0,476	3,47	2,61	2,07	0,86	2,405	67° 26'
c—c	0,458	3,33	2,72	1,52	0,61	2,495	68° 10'
d—d	0,438	3,21	2,82	1,15	0,39	2,95	71° 18'
e—e	0,421	3,09	2,92	0,82	0,17	4,83	78° 18'
f—f	0,415	3,04	2,98	0,63	0,06	10,5	84° 34'

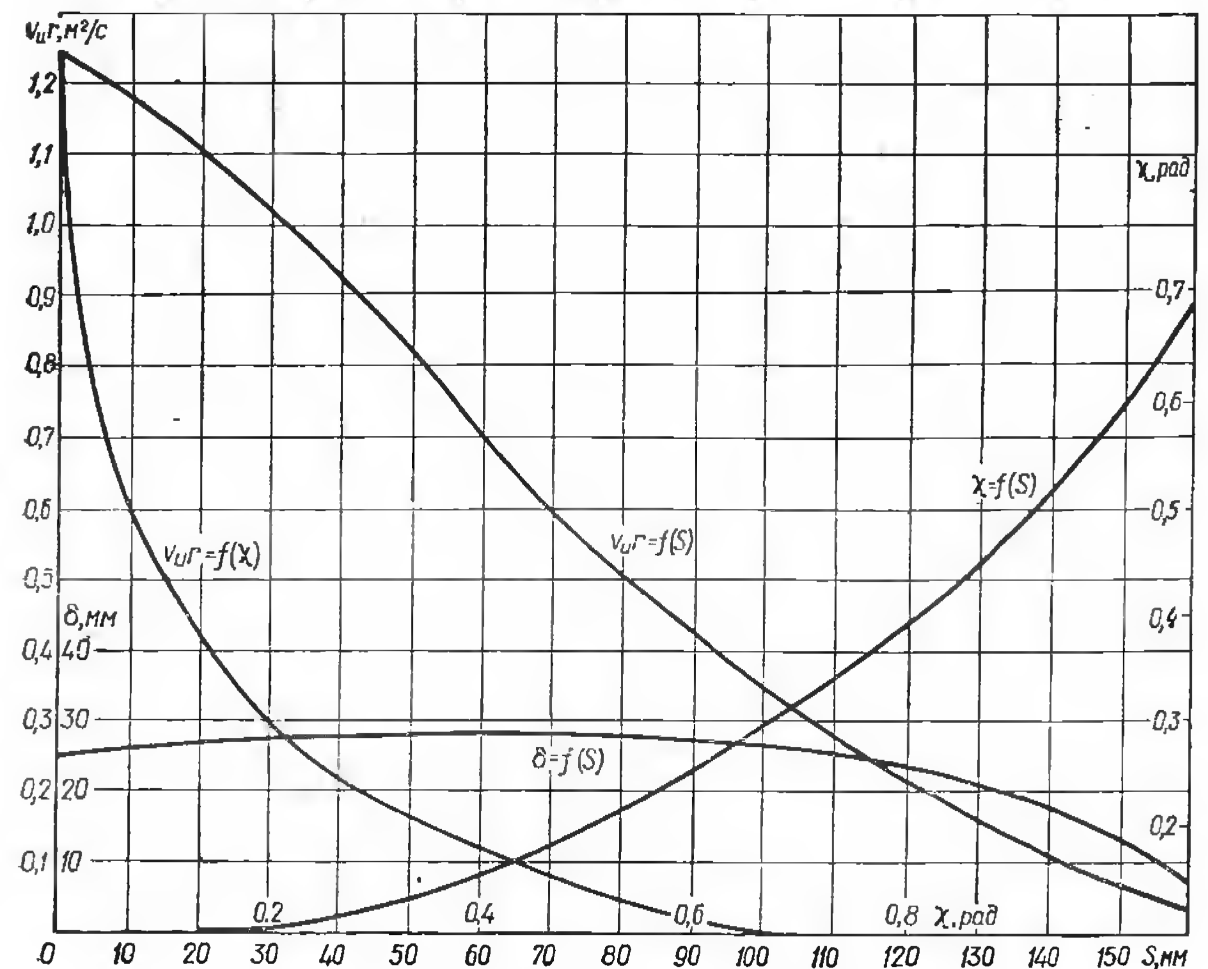


Рис. 101. Определение угла охвата лопасти в плане.

Таблица 19. **Определение угла охвата лопасти**

Линия тока s_{f-f}

Расчетные формулы

$\omega = 7{,}32$; $1/с$; $w_u = r\left(\frac{v_u r}{r^2} - \omega\right)$, $м/с$; $v'_m = \frac{v_m}{1-K^2} + K\sqrt{\left(\frac{v_m}{1-K^2}\right)^2 + \frac{w_u^2}{1-K^2}}$, $м/с$; $K = \frac{z\delta}{2\pi r}$; $\Delta\chi = \frac{\frac{v_u r}{r^2} - \omega}{v'_m}\Delta s$, $рад$; $v_m = v_{m_{пот}}$, $м/с$

Δs, м	s_n, м	$s_n + \frac{\Delta s}{2}$, м	$v_{m_{пот}}$, м/с	v_m, м/с	r, м	r^2, м	$v_u r$, м²/с	$\frac{v_u r}{r^2} - \omega$, 1/с	w_u^2, м²/с²	δ, м	$\frac{z}{2\pi}\delta$, м
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	0	0,005	0,698	0,698	0,41	0,168	1,2	0,15	0,00378	0,0245	0,0546
0,01	0,01	0,015	0,682	0,682	0,4	0,16	1,105	0,16	0,0041	0,0255	0,0568
0,01	0,02	0,025	0,66	0,66	0,39	0,1521	0,985	0,32	0,0156	0,026	0,058
0,01	0,03	0,035	0,637	0,637	0,38	0,144	0,835	0,55	0,0437	0,0265	0,0591
0,01	0,04	0,045	0,626	0,626	0,37	0,1369	0,715	0,88	0,106	0,0267	0,0596
0,01	0,05	0,055	0,604	0,604	0,36	0,1296	0,61	1,34	0,232	0,0268	0,0598
0,01	0,06	0,065	0,593	0,593	0,35	0,1225	0,62	2,01	0,498	0,0267	0,0602
0,01	0,07	0,075	0,581	0,581	0,34	0,1156	0,44	2,57	0,764	0,026	0,0598
0,01	0,08	0,085	0,576	0,576	0,33	0,1089	0,375	3,0	0,985	0,0255	0,0591
0,01	0,09	0,095	0,571	0,571	0,32	0,1024	0,33	3,56	1,3	0,024	0,058
0,01	0,1	0,105	0,565	0,565	0,31	0,0961	0,29	3,99	1,54	0,022	0,0568
0,01	0,11	0,115	0,56	0,56	0,29	0,09	0,265	4,54	1,85	0,0145	0,0535
0,01	0,12	0,125	0,56	0,56	0,281	0,09	0,22	5,07	2,16	0,022	0,0491
0,01	0,13	0,135	0,56	0,56	0,2715	0,0844	0,175	5,59	2,46	0,0145	0,0323
0,01	0,14	0,145	0,545	0,545	0,2622	0,078	0,16	6,09	2,71	0,0095	0,0212
0,01	0,15	0,155	0,542	0,542	0,253	0,073	0,085	6,954	2,97	0,065	0,0145
0,01	0,16	0,165	0,537	0,537	0,2519	0,064	0,03	7,086	3,21	0,0015	0,00335
0,01	0,17										

s_n, м	$K = \frac{[12]}{r}$	$1 - K^2$	$\frac{v_m}{1-K^2}$, м/с	$[15]^2$, м²/с²	$\frac{[10]}{[14]}$, м²/с²	$[16]+[17]$, м²/с²	$[13]\sqrt{[18]}$, м/с	$v'_m = [15] + [19]$, м/с	$\Delta\chi$, рад	$\sum\Delta\chi$, рад
2	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
0	0,133	0,9823	0,71	0,507	0,00384	0,5108	0,0949	0,8059	0,00186	0
0,01	0,1395	0,9805	0,697	0,487	0,00416	0,491	0,0978	0,7948	0,00202	0,00186
0,02	0,149	0,9778	0,676	0,457	0,0161	0,473	0,1025	0,7785	0,00411	0,00368
0,03	0,1555	0,975	0,654	0,426	0,0448	0,47	0,1067	0,7607	0,00724	0,00799
0,04	0,161	0,9741	0,644	0,414	0,1114	0,5254	0,1114	0,7554	0,01165	0,01523
0,05	0,166	0,9725	0,621	0,385	0,238	0,623	0,1312	0,7522	0,0178	0,02638
0,06	0,172	0,9704	0,612	0,375	0,514	0,889	0,162	0,773	0,026	0,04468
0,07	0,176	0,969	0,6	0,36	0,789	1,149	0,1885	0,7885	0,0327	0,07
0,08	0,179	0,968	0,596	0,355	1,02	1,375	0,2095	0,8055	0,0372	0,1027
0,09	0,181	0,9672	0,591	0,35	1,345	1,695	0,236	0,827	0,043	0,1389
0,1	0,183	0,9665	0,585	0,342	1,59	1,932	0,254	0,839	0,0455	0,1818
0,11	0,1845	0,966	0,579	0,335	1,915	2,25	0,277	0,856	0,0509	0,2273
0,12	0,1755	0,9783	0,548	0,334	2,23	2,564	0,281	0,859	0,0575	0,2782
0,13	0,115	0,988	0,568	0,322	2,5	2,822	0,1935	0,7615	0,0659	0,3357
0,14	0,078	0,9939	0,552	0,305	2,73	3,035	0,136	0,688	0,0762	0,4116
0,15	0,0554	0,997	0,544	0,294	2,98	3,274	0,1	0,644	0,0919	0,4878
0,16	0,0132	0,998	0,54	0,291	3,22	3,511	0,0248	0,5648	0,106	0,5797
0,17										0,6957
										$\sum\chi_{рад} = 0{,}6957$; $\chi° = 39°48'$

Примечания. В квадратных скобках указана нумерация граф, из которых в расчетные выражения подставляют требуемые величины.

2. Задают форму кривой $v_u r = f(s)$ для линии тока на втулке (рис. 101). При условии нормального выхода из рабочего колеса $(v_u r)_2 = 0$ момент скорости потока на входе в рабочее колесо определяется по формуле

$$(v_u r)_1 = \frac{\eta_г g H}{\omega} = \frac{0{,}92 \cdot 9{,}81 \cdot 1}{7{,}32} = 1{,}231 \ м^2/с.$$

3. Приняв закон изменения толщины лопасти вдоль исходной линии тока $\delta = f(s)$, интегрируют уравнение (104) вдоль линии тока на втулке ($l_m = 170$ мм) и определяют угол охвата лопасти

$$\chi - \chi_0 = \int_1^2 \frac{v_u r - r^2\omega}{r^2 v'_m} ds.$$

Интегрирование выполняют численным методом (табл. 19). В качестве начальной принята точка на входной кромке лопасти, от которой отложены вдоль линии тока отрезки $\Delta s = 10$ *мм*. В результате расчета получают зависимость $\chi = f(s)$. Строят кривые $v_u r = f(\chi)$ и $\delta = f(\chi)$ (рис. 101), одинаковые для всех линий тока, при помощи которых методом последовательных приближений определяют отрезки Δs на линиях тока и вычерчивают радиальные сечения лопасти (табл. 20, рис. 100).

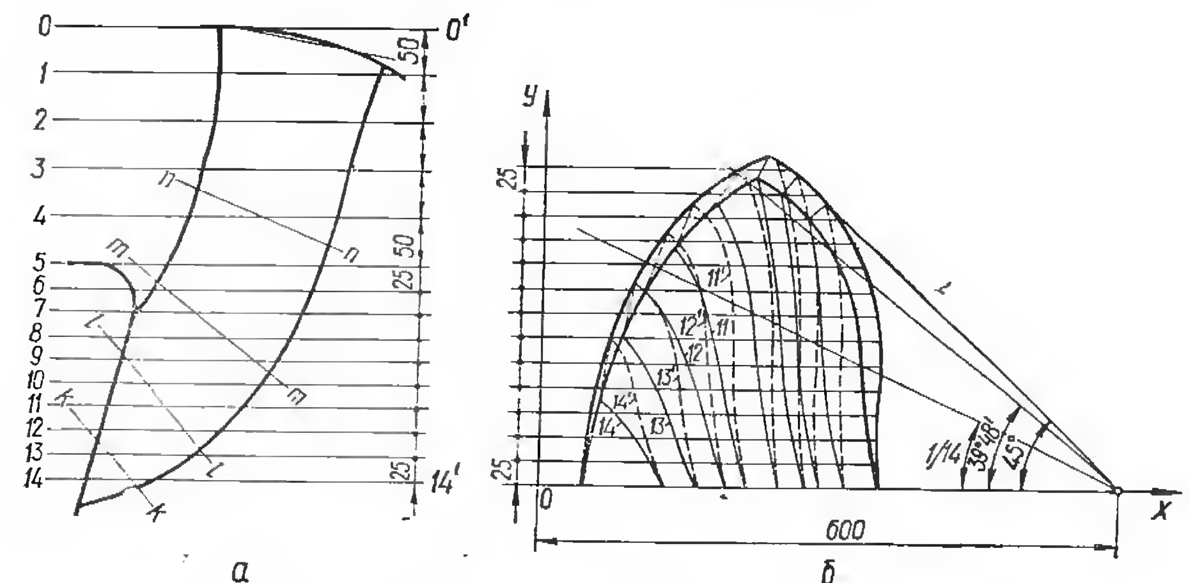


Рис. 102. Теоретический чертеж лопасти:
а — меридиональная проекция; *б* — план лопасти.

Таблица 20. **Построение радиальных сечений лопасти**

Линия тока s_{f-f}

Расчетные формулы

$\omega = 7{,}32$, 1/с; $w_u = r\left(\frac{v_u r}{r^2} - \omega\right)$, м/с; $v'_m = \frac{v_m}{1-K^2} + K\sqrt{\left(\frac{v_m}{1-K^2}\right)^2 + \frac{w_u^2}{1-K^2}}$, м/с;

$K = \frac{z\delta}{2\pi r}$; $\Delta\chi = \frac{\frac{v_u r}{r^2} - \omega}{v'_m}\Delta s$, рад

Номера радиальных сечений	$\Delta\chi$, рад	Δs, м	$s_n + \frac{\Delta s}{2}$, м	$v_{m_{пот}}$, м/с	v_m, м/с	r, м	r^2, м²	$v_u r$, м²/с	$\frac{v_u r}{r^2} - \omega$, 1/с	w_u^2, м²/с²	δ, м
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	0,0087	0,009	0,0045	0,89	0,89	0,42	0,177	1,075	1,25	0,24	0,025
2	0,0287	0,014	0,016	0,89	0,89	0,406	0,165	0,9	1,86	0,572	0,0255
3	0,0349	0,015	0,0305	0,91	0,91	0,393	0,155	0,69	2,87	1,26	0,026
4	0,0524	0,017	0,0465	0,922	0,922	0,38	0,145	0,52	3,73	2,0	0,0265
5	0,0524	0,015	0,0625	0,928	0,928	0,368	0,135	0,4	4,36	2,58	0,0268
6	0,0872	0,022	0,081	0,944	0,944	0,354	0,125	0,285	5,04	3.18	0,0265
7	0,0872	0,02	0,106	0,964	0,964	0,34	0,116	0,185	5,735	3,79	0,0255
8	0,0872	0,019	0,1155	0,987	0,987	0,329	0,108	0,125	6,17	4,12	0,024
9	0,122	0,024	0,1275	0,995	0,995	0,317	0,1	0,07	6,62	4,4	0,0215
10	0,1396	0,026	0,1395	1,01	1,01	0,305	0,093	0,02	7,1	4,69	0,0175
	0,2003	0,184									

Номера радиальных сечений	$\frac{z}{2\pi}\delta$, м	$K = \frac{[13]}{r}$	$1 - K^2$	$\frac{v_m}{1-K^2}$, м/с	$[16]^2$ м²/с²	$\frac{w_u^2}{1-K^2}$, м²/с²	$[17]+[18]$, м²/с²	$K\sqrt{[19]}$, м/с	$v'_m = [16]+[20]$, м/с	Δs, м	$\sum \Delta s_n$, м
1	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
1	0,0557	0,133	0,982	0,936	0,876	0,245	1,125	0,141	0,077	0,0087	0,099
2	0,0568	0,14	0,98	0,939	0,88	0,585	1,465	0,1695	1,1085	0,0136	0,023
3	0,058	0,148	0,9702	0,947	0,9	1,3	2,2	0,2195	1,1665	0,0142	0,038
4	0,0591	0,1555	0,9759	0,946	0,896	2,05	2,946	0,267	1,213	0,0705	0,055
5	0,0598	0,1625	0,9736	0,956	0,915	2,65	3,565	0,307	1,263	0,0152	0,07
6	0,0591	0,167	0,9722	0,973	0,949	3,28	4,229	0,343	1,316	0,0226	0,092
7	0,0568	0,167	0,9722	0,993	0,986	3,9	4,886	0,369	1,361	0,0207	0,144
8	0,0535	0,1625	0,9736	1,015	1,03	4,24	5,27	0,372	1,387	0,0196	0,153
9	0,0478	0,1509	0,9773	1,02	1,04	4,5	5,54	0,356	1,376	0,0245	0,167
10	0,0386	0,1265	0,9839	1,03	1,06	4,76	5,82	0,305	1,335	0,0261	0,193

Таблица 21. **Вычисление радиусов развертки конусов**

Линия тока	R_1, м	γ	$\sin\gamma$	$R_{1кон} = \frac{R}{\sin\gamma}$, м	l_m, м	$R_{2кон} = R_{1k} + l_m$, м
a—a	0,5	—13°	0,225	2,22	0,213	2,433
b—b	0,477	2° 30′	0,0436	10,95	0,211	10,739
c—c	0,458	13° 30′	0,2334	1,965	0,215	1,75
d—d	0,438	29°	0,4848	0,905	0,198	0,707
e—e	0,422	47° 30′	0,7373	0,574	0,177	0,397
f—f	0,415	80°	0,9848	0,422	0,168	0,254

4. Согласно описанной выше методике принят ряд секущих конусов и построены их развертки (табл. 21), на которые перенесены расчетные линии тока с различных поверхностей тока. В соответствии с принятым законом распределения толщин на развертках конусов построены сечения лопасти конечной толщины, а затем радиальные сечения тыльной поверхности лопасти (рис. 100).

Теоретический чертеж лопасти и рабочее колесо представлены на рис. 102 и 103.

§ 52. Потери энергии в рабочем колесе

В общем случае потери энергии в рабочем колесе состоят из: профильных потерь, вызванных сопротивлением трения и давления при обтекании профилей решеток плоским вязким потоком; индуктивных потерь, вызванных переменностью циркуляции вдоль размаха лопасти; концевых потерь (течение в зазорах между лопастью и граничными стенками, вторичные движения в каналах рабочего колеса, перемещение пограничного слоя). Для осевых и диагональных рабочих колес основными видами потерь являются профильные и концевые (включая в том числе индуктивные).

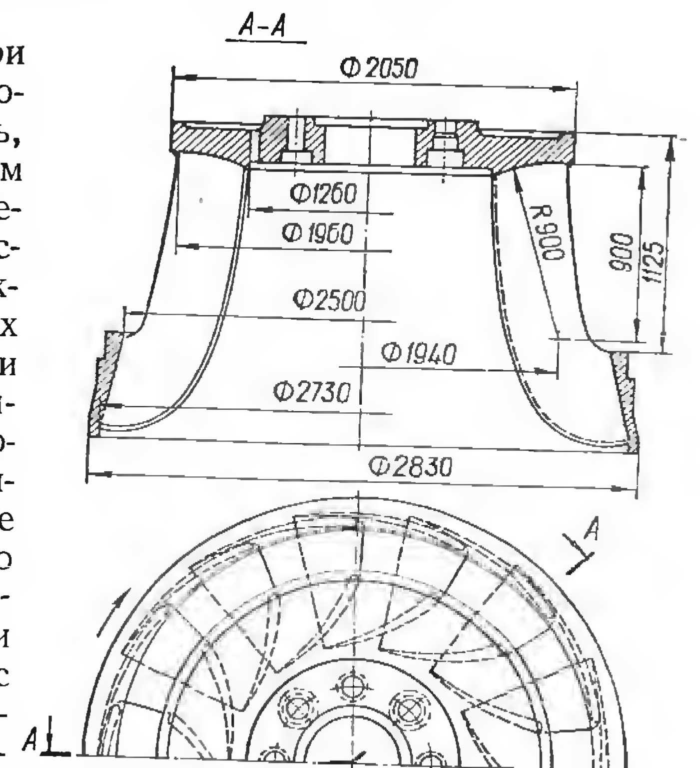


Рис. 103. Чертеж рабочего колеса Р0115 ($D_1 = 2500$ мм).

При рассмотрении потерь в радиально-осевых рабочих колесах определяющими являются профильные потери, так как наличие нижнего обода снижает концевые потери. Величина индуктивных потерь зависит от быстроходности рабочего колеса. Быстроходные радиально-осевые рабочие колеса, у которых размах лопасти достаточно большой, имеют наименьшие индуктивные потери.

Как будет показано ниже, на величину профильных потерь в рабочих колесах радиально-осевых и диагональных гидротурбин влияет также толщина слоя между соседними поверхностями тока,

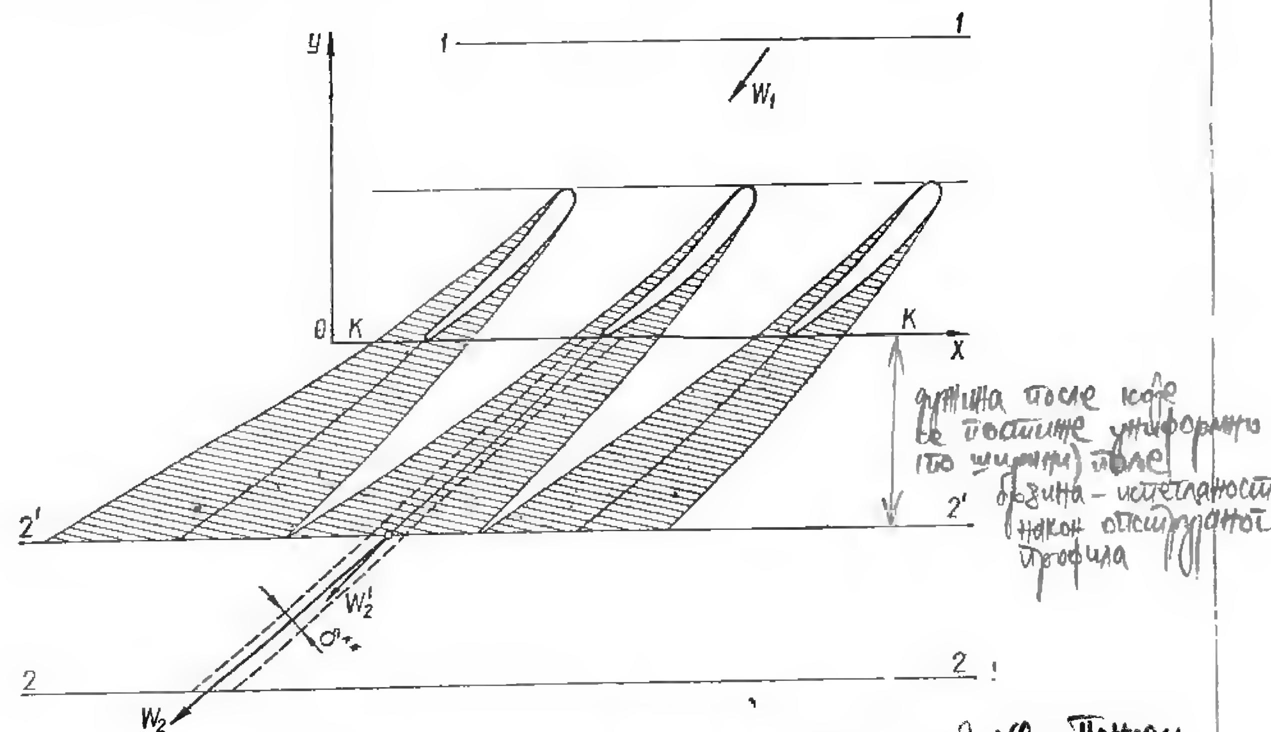


Рис. 104. К расчету профильных потерь в решетках.

зависящая от расстояния между линиями тока меридионального потока. Таким образом, на профильные потери в рабочем колесе влияют форма полости и меридионального потока, а также значение меридиональных скоростей.

При разработке лопастных систем довольно широко пользуются методами расчета профильных потерь решеток в плоском потоке [7] (осевые рабочие колеса) и потоке переменной толщины [20] (радиально-осевые и диагональные рабочие колеса).

Ниже изложена сущность метода расчета профильных потерь в решетке, обтекаемой двумерным потоком. Полагают, что распределение скоростей на контуре профиля решетки, а также скорости вдали, перед и за решеткой известны (см. § 15). Для расчета профильных потерь, вызванных силами сопротивления, действующими на решетку при ее обтекании реальным потоком, необходимо рассчитать пограничный слой. В случае пространственной решетки поток не является плоским, однако при расчете пограничного слоя вторичные течения не учитывают.

Метод расчета профильных потерь в плоских решетках разработан Л. Г. Лойцянским. Обобщением этого метода на случай расчета профильных потерь решеток в двумерном неплоском потоке является метод ЦКТИ им. И. И. Ползунова, разработанный Б. С. Раухманом [20], сущность которого излагается ниже.

Метод ЦКТИ. При исследовании обтекания решетки профилей рассматривают три сечения в потоке: сечение выходных кромок профилей *К — К*; сечение смыкания гидродинамических следов за решеткой *2'—2'*; сечение вдали за решеткой, где шаговая неравномерность потока выравнивается *2—2* (рис. 104). Следует иметь в виду, что для случая радиально-осевых и диагональных рабочих колес эти сечения находятся на различных расстояниях от оси турбины, а толщина слоя, обтекающего решетку, переменна.

Потери напора в неплоской решетке определяются при помощи выражения [7; 20], полученного при помощи уравнения неразрывности и уравнения момента количества движения, записанных для объема жидкости, заключенного между сечением *К—К* и *2—2*:

$$\delta p = \rho w_2^2 \frac{\delta_2^{**}}{t_2 \sin \beta_2}, \qquad (301)$$

где δ_2^{**} — толщина потери импульса в сечении *2—2*, определяемая из расчета турбулентного пограничного слоя [7]; t_2 — шаг решетки в сечении *2—2*.

В результате рассмотрения соотношения между толщиной потери импульса в сечениях *2—2* и *К—К* и выполнения соответствующих преобразований, получена формула для вычисления потерь напора в решетке:

$$\delta p = \frac{0{,}0153}{\mathrm{Re}^{1/7}} \rho w_2^2 \left(\frac{w_2}{w_k}\right)^2 \frac{l/t_2}{h_2 \sin \beta_2} \left[\int_0^l \bar{w}^{3,8}(\bar{s})\, \bar{h}^{7/6}(\bar{s})\, ds\right]^{6/7}; \qquad (302)$$

$$\bar{w} = \frac{w}{w_2}; \quad s = \frac{s}{l}; \quad \bar{h} = h(s)/h_0; \quad \mathrm{Re} = \frac{w_2 l}{\nu},$$

где l — длина средней линии профиля; h_0 — толщина слоя в принятой начальной точке отсчета.

При определении потерь напора необходимо сначала вычислить выражение в квадратных скобках отдельно для выпуклой и вогнутой сторон профиля, результат сложить, а затем выполнить умножение.

Для решения задачи обтекания решетки профилей и вычисления профильных потерь на ЭВМ в ЦКТИ им. И. И. Ползунова составлена программа, которая позволяет при помощи численного эксперимента оперативно анализировать энергокавитационные качества различных лопастных систем.

Расчет обтекания и потерь энергии выполняют для ряда решеток рабочего колеса на различных режимах работы. При этом полагают, что обтекание решеток остается безотрывным, а положение и форма поверхностей тока не меняются.

В результате решения прямой задачи получают также величины окружных составляющих v_{u_2} абсолютной скорости потока на выходе из рабочего колеса. По известным значениям v_{u_2} для рассматриваемых решеток вычисляют циркуляционные потери за рабочим колесом $\overline{h}_ц = \frac{v_{u_2}^2}{2gH}$ на данном режиме. Сумма профильных и циркуляционных потерь вдоль размаха лопасти служит одним из критериев для оценки энергетических показателей лопастной системы.

По рассмотренной методике можно также выполнить расчет профильных потерь в прямых решетках, обтекаемых плоским потоком (осевые рабочие колеса), приняв при этом постоянную толщину слоя $h = \text{const}$.

Формула применима также для расчета профильных потерь в решетках направляющих аппаратов. Для этого вместо относительной скорости следует подставить абсолютную скорость потока.

Глава VII. РАСЧЕТ РАБОЧИХ КОЛЕС ОСЕВОГО ТИПА

Быстроходность осевых рабочих колес, как правило, выше, чем радиально-осевых, поэтому их применение приводит к уменьшению размеров и веса турбины и генератора. Осевые рабочие колеса обычно выполняют поворотнолопастными, что обеспечивает высокий среднеэксплуатационный КПД гидротурбины при изменении нагрузки и напора на станции (§ 38).

Взаимная связь между открытием направляющего аппарата и углом установки лопастей рабочего колеса определяется комбинаторной зависимостью (§ 42). При работе поворотнолопастной гидротурбины на комбинаторных режимах обеспечивается максимально возможный для данного рабочего колеса КПД и более пологая рабочая характеристика по сравнению с радиально-осевой и пропеллерной осевой турбинами. Кроме того, на комбинаторных режимах работы поворотнолопастной турбины поток после рабочего колеса имеет небольшую закрутку, что приводит к улучшению пульсационных характеристик и уменьшению вибраций агрегата.

Однако наряду с указанными преимуществами осевые турбины имеют существенный недостаток — относительно высокий кавитационный коэффициент по сравнению с радиально-осевыми турбинами, что требует в ряде случаев большого заглубления турбины.

С целью улучшения кавитационных характеристик осевых гидротурбин обычно увеличивают число лопастей, что приводит к росту диаметра втулки рабочего колеса. Увеличение втулочного отношения вызывает рост скоростей в рабочем колесе и может привести к ухудшению кавитационных качеств турбины. Поэтому в настоящее время область применения обычных вертикальных осевых гидротурбин ограничивается, как правило, напорами до $H = 60 \div 70$ *м* при числе лопастей $z = 8$ (10) и втулочном отношении $\bar{d} = \frac{d_{вт}}{D_1} \leqslant 0{,}65$.

В зависимости от напора на ГЭС и единичной мощности агрегата применяют следующие типы осевых гидротурбин: низконапорные гидротурбины ($H = 3 \div 15$ *м*) — горизонтальные капсульные, трубчатые, прямоточные, шахтного типа, вертикальные турбины обычной конструкции (рис. 9; 19; 20); средненапорные турбины ($H = 15 \div 40$ *м*) обычной конструкции — вертикальные поворотнолопастные и пропеллерные; высоконапорные турбины ($H = 40 \div 80$ *м*) — обычные и двухперовые (рис. 21).

Применение новых типов осевых гидротурбин — капсульных и двухперовых — позволило значительно расширить их диапазон применения по напорам и улучшить технико-экономические показатели гидроагрегатов. В настоящее время капсульные агрегаты широко применяют на низкие напоры $H = 3 \div 15$ *м*, где установка вертикальных гидротурбин мало эффективна, поскольку приводит к увеличению размеров и веса агрегатов и существенному удорожанию строительных работ по сооружению здания ГЭС.

Современные осевые гидротурбины обладают высокими энергетическими качествами. КПД мощных осевых турбин на оптимальном режиме достигает $93 \div 94\%$. Большие успехи в развитии турбин этого типа достигнуты в последние годы благодаря широкому применению совершенных гидродинамических методов расчета и исследования проточной части гидротурбин и особенно лопастных систем рабочих колес. Ниже приведены основные рекомендации по выбору расчетных параметров, изложены последовательность проектирования рабочего колеса и сущность некоторых применяемых методов расчета лопастных систем.

§ 53. Основные определения и зависимости для одиночного профиля и решетки профилей

Прежде чем перейти к расчету лопастных систем рабочих колес осевых гидротурбин, следует остановиться на некоторых особенностях потока в осевом рабочем колесе. Как указывалось выше, движение жидкости в полости рабочего колеса можно представить как сумму двух потоков: свободного или невозмущенного (при отсутствии лопастей) и потока, вызываемого силовым воздействием лопастей.

Сначала рассмотрим движение жидкости в проточной части осевого рабочего колеса вертикальной турбины при отсутствии лопастей [7, 28]. Полагают, что поворот потока из радиального направления в осевое полностью осуществляется до рабочего колеса, а в самом рабочем колесе жидкость движется в осевом направлении. Вследствие этого считают, что поверхности тока в осевом рабочем колесе являются цилиндрическими поверхностями, соосными с осью

турбины. Такое движение возможно, если радиальные составляющие абсолютных скоростей частиц жидкости в рабочем колесе равны нулю или составляют небольшую величину. В этом случае поток в осевом рабочем колесе как бы состоит из цилиндрических слоев. Допущение получило название *гипотезы цилиндрических сечений.*

Как показывают экспериментальные исследования потока на входе и выходе из осевого рабочего колеса, это предположение вполне обоснованно для оптимального и близких к нему режимов.

Цилиндрические поверхности тока пересекают лопасти рабочего колеса. Разворачивая цилиндрическое сечение на плоскости влево и вправо, получают прямую плоскую решетку профилей (рис. 105;

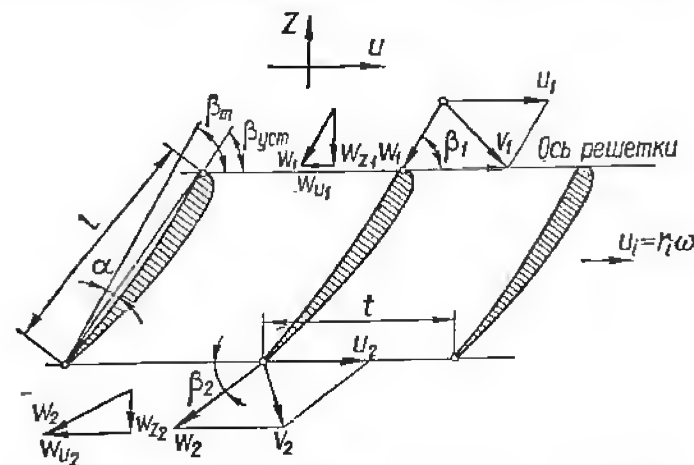


Рис. 105. Основные соотношения в потоке через осевое рабочее колесо — прямая решетка профилей.

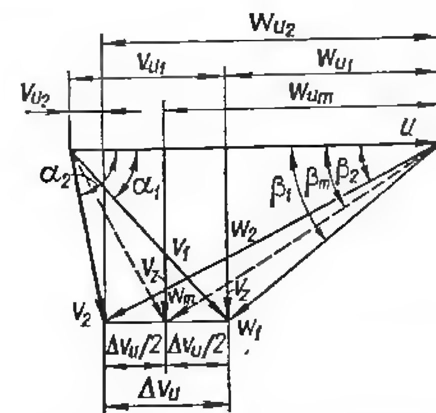


Рис. 106. Треугольники скоростей на входе и выходе из решетки.

106), обтекаемую плоскопараллельным потоком. Таким образом, вращение решеток вокруг оси рабочего колеса заменяется их поступательным прямолинейным движением на плоскости со скоростью $u_i = r_i\omega$, где r_i — радиус расположения решетки на рассматриваемой поверхности тока; ω — угловая скорость вращения рабочего колеса.

При такой расчетной схеме потока через решетку профилей центростремительное ускорение и ускорение Кориолиса полагают равными нулю. Следовательно, при выводе основных зависимостей для прямой решетки можно рассматривать как абсолютный, так и относительный потоки.

В радиально-осевых гидротурбинах поворот потока осуществляется в пределах рабочего колеса, поэтому поверхности тока в нем не цилиндрические, а криволинейные, переменной толщины. Однако пространственные решетки, расположенные на криволинейных поверхностях тока, можно конформно отобразить на плоскость. В результате поток в пространственных решетках рабочих колес радиально-осевых турбин также сводится к течению в прямой решетке, обтекаемой слоем переменной толщины.

В случае диагональных рабочих колес поверхности тока принимаются коническими. Коническую поверхность тока с расположенными на ней профилями лопастной системы разворачивают на плоскости и путем вращения развертки конуса вокруг оси рабочего колеса образуют круговую решетку. В дальнейшем круговая решетка заменяется прямой. Следовательно, изучение течения в любом рабочем колесе реактивной гидротурбины сводится к исследованию обтекания прямых решеток профилей [7].

В главе I рассмотрены основные свойства свободного осесимметричного потенциального потока. Показано, что момент скорости потенциального потока величина постоянная $v_u r = \text{const}$.

Так как свободный абсолютный поток в рабочем колесе принимается потенциальным, то вихрь скорости и его проекции на оси координат равны нулю. В частности, $\Omega_u = \frac{\partial v_r}{\partial z} - \frac{\partial v_z}{\partial r} = 0$, т. е. $\frac{\partial v_r}{\partial z} = \frac{\partial v_z}{\partial r}$. Если предположить, что движение жидкости в рабочем колесе осуществляется вдоль цилиндрических поверхностей тока, для которых $v_r = 0$, тогда $\frac{\partial v_r}{\partial z} = \frac{\partial v_z}{\partial r} = 0$, т. е. осевая скорость потока вдоль размаха лопасти постоянна $v_z = \text{const}$.

Из рассмотрения уравнения неразрывности для цилиндрического потока ($v_r = 0$) вытекает, что $\frac{\partial v_z}{\partial z} = 0$, т. е. осевая скорость потока постоянна также вдоль поверхностей тока. Таким образом, для потенциального цилиндрического потока в осевом рабочем колесе вдоль размаха лопасти существуют следующие зависимости:

$$v_u r = \text{const}; \quad v_r = 0; \quad v_z = \text{const}. \qquad (303)$$

При принятых допущениях циркуляция по размаху лопасти считается постоянной, и трехмерная задача потока сводится к двумерной задаче независимого расчета плоских прямых решеток профилей.

Как показывают экспериментальные данные зондирования потока на входе и выходе из осевых рабочих колес, на оптимальном и близких к нему режимах работы величина v_r незначительна, а циркуляция вокруг лопасти вдоль радиуса меняется слабо. В действительности контуры полости осевого рабочего колеса выполняются криволинейными; кроме того, лопасти оказывают силовое воздействие на меридиональный поток. В результате реальные поверхности тока являются криволинейными и неосесимметричными. Форма криволинейных поверхностей тока определяется в ходе решения прямой осесимметричной задачи (§ 15).

В настоящее время разрабатываются более точные методы расчета решеток осевого рабочего колеса на криволинейных поверхностях тока, учитывающие переменную по размаху лопасти циркуляцию.

Ниже приведены основные определения и зависимости для одиночного профиля и прямой решетки профилей. Известно, что между проекциями скоростей абсолютного и относительного потоков через рабочее колесо существуют следующие зависимости:

$$w_{z_1} = w_{z_2} = v_z; \quad w_{u_1} = v_{u_1} - u_1; \quad w_{u_2} = v_{u_2} - u_2. \qquad (304)$$

Прямая решетка профилей (рис. 105) характеризуется следующими параметрами: $t=\frac{2\pi r}{z}$ — шаг решетки; l — хорда профиля; l/t — густота решетки; t/l — относительный шаг; $\beta_{уст}=\beta_m-\alpha$ — угол установки профиля в решетке; α — угол атаки; $\bar{w}_m=\frac{\bar{w}_1+\bar{w}_2}{2}$ — средняя векторная скорость потока через решетку профилей; $\Delta v_u=v_{u_1}-v_{u_2}$ — отклонение потока решеткой.

В отличие от одиночного профиля решетка профилей рабочего колеса отклоняет поступающий на нее поток. При этом скорости и их направления до и после решетки отличаются друг от друга.

Лопастная система рабочего колеса состоит из решеток профилей, шаг, густота, угол установки, формы профилей и прочие величины которых являются переменными величинами. Поверхности лопасти огибают лицевую и тыльную стороны профилей расчетных решеток. Поэтому расчет лопасти заключается в определении формы профилей решеток на различных поверхностях тока с последующей их компоновкой в плавную лопасть. Возможны два подхода: расчетное определение формы профиля в решетке на заданные параметры потока и принятое распределение скоростей или давления вдоль профиля (решение обратной задачи, § 16); выбор для заданных условий одиночного профиля или решетки профилей с известными гидродинамическими характеристиками.

Хотя осевые рабочие колеса имеют относительно небольшое число лопастей ($z=3\div8$) по сравнению с радиально-осевыми ($z\geqslant11\div19$), взаимное влияние профилей в решетках здесь существует и его необходимо учитывать при проектировании рабочего колеса.

Как показали экспериментальные исследования, характеристики одиночного профиля, помещенного в решетку заданной густоты, существенно изменяются. Для одиночного профиля, обтекаемого невозмущенным потоком, подъемная сила и сила сопротивления определяются при помощи известных выражений:

$$\left.\begin{aligned}P_y&=C_y\frac{\rho v_\infty^2}{2}l;\\P_x&=C_x\frac{\rho v_\infty^2}{2}l,\end{aligned}\right\}\qquad(305)$$

где C_y — коэффициент подъемной силы профиля; C_x — коэффициент сопротивления; ρ — массовая плотность жидкости; v_∞ — скорость невозмущенного потока; l — длина хорды профиля.

Подъемная сила, действующая на профиль единичной ширины, может быть также вычислена по формуле Н. Е. Жуковского:

$$P_y=\rho v_\infty\Gamma,\qquad(306)$$

где Γ — циркуляция вокруг одиночного профиля.

Соответственно для профиля в решетке:

$$P_{y_р}=\rho w_m\Gamma_р,\qquad(307)$$

где $\Gamma_р$ — циркуляция вокруг того же профиля, помещенного в решетку.

Приравнивая правые части первого уравнения (305) и (306), получают зависимость между коэффициентом подъемной силы и циркуляцией вокруг профиля

$$C_y=\frac{2\Gamma}{v_\infty l}.\qquad(308)$$

В процессе расчета лопастной системы рабочего колеса в качестве первого приближения определяют решетку профилей, состоящую из плоских пластин, а затем находят второе и, если требуется, третье приближение изогнутого профиля, хорда которого соответствует исходной плоской пластине. При этом используют расчетные зависимости, полученные для эквивалентной решетки пластин, обтекаемой плоским потенциальным потоком. Как известно, при обтекании эквивалентной решетки плоских пластин величина коэффициента подъемной силы $C_{y_р}$ такая же, как и в решетках из искривленных профилей (рис. 107), если они имеют одинаковые шаг и скорость потока w_m. С другой стороны, величина коэффициента подъемной силы C_y при обтекании бесконечно тонкой пластины

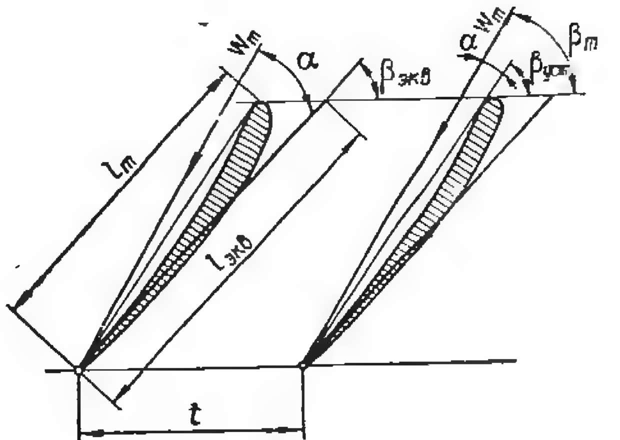


Рис. 107. Эквивалентная решетка профилей.

$$C_y=2\pi\sin\alpha.\qquad(309)$$

Выражение (309) справедливо и для искривленного профиля, если угол атаки измеряется между скоростью невозмущенного потока и направлением бесциркуляционного обтекания профиля. Пластина, расположенная в решетке под тем же углом атаки α, имеет свое значение коэффициента подъемной силы:

$$C_{y_р}=2\pi K\sin\alpha,\qquad(310)$$

где $K=\frac{C_{y_р}}{C_y}$ — коэффициент влияния решетки.

Значения коэффициента влияния K для решетки плоских пластин при различных углах установки $\beta_{уст}$ и величинах густоты l/t были получены Вейнигом решением уравнений для потенциального потока через решетку (рис. 108). Значение коэффициента

влияния одинаково при прочих равных условиях для эквивалентной решетки пластин и решетки искривленных профилей:

$$K = \left(\frac{C_{y\text{р}}}{C_y}\right)_{\text{пр}} = \left(\frac{C'_{y\text{р}}}{C'_y}\right)_{\text{пл}}. \quad (311)$$

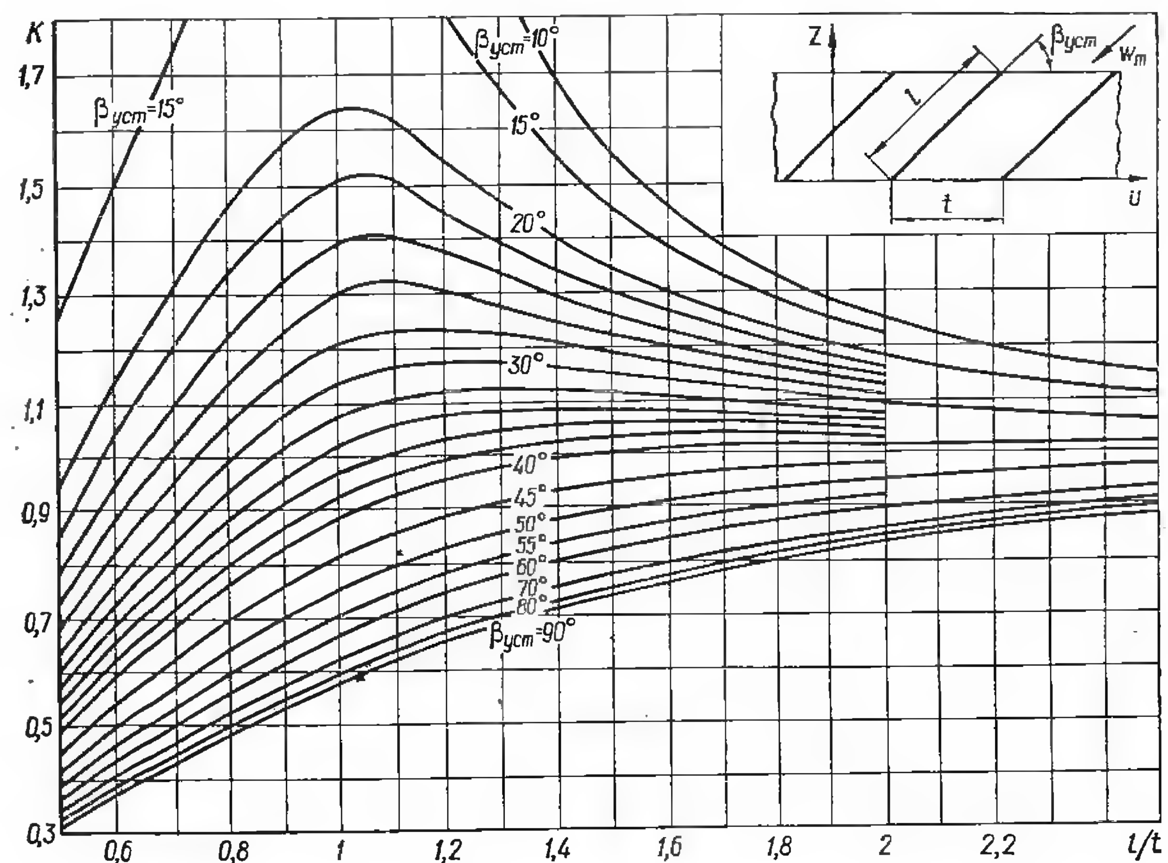


Рис. 108. Номограмма для определения коэффициента влияния решетки.

§ 54. Методы профилирования лопастей осевого рабочего колеса

Как было указано ранее (§ 16), решение обратной задачи заключается в определении формы профилей на расчетных поверхностях тока при принятом распределении скоростей или давления на профилях. Кроме того, должны быть заданы значения скоростей в потоке на входе и выходе из рабочего колеса и некоторые параметры рассчитываемых решеток (густота, максимальная толщина профиля, ее расположение и др.). Поэтому расчет лопасти осевого рабочего колеса выполняют в следующей последовательности: выбор основных расчетных параметров и формы полости рабочего колеса; определение треугольников скоростей на входе и выходе из рабочего колеса для расчетных поверхностей тока; расчет решеток профилей, расположенных на принятых поверхностях тока; компоновка рассчитанных профилей в единую лопасть и построение ее проекций в меридиональной плоскости и в плане.

При определении формы профиля в решетке, обтекаемой потенциальным плоским потоком, пользуются одним из перечисленных ниже методов.

Метод распределенных вихрей используют для расчета бесконечно тонких слабо изогнутых профилей в решетках [7]. Воздействие профилей на поток имитируется вихрями, расположенными по определенному закону вдоль скелета профиля. В первом приближении вихри располагают вдоль хорды профиля; в ходе расчетов определяют форму скелета профиля. Построение профилей конечной толщины выполняют нерасчетным способом, пользуясь принятой максимальной толщиной и законом распределения толщин одного из симметричных профилей.

Метод особенностей применяют для расчета решеток профилей конечной толщины [7; 28]. Воздействие лопасти на поток заменяют системой вихрей, источников и стоков, размещенных на скелетах профилей. Замкнутую линию тока результирующего относительного потока принимают за контур профиля конечной толщины.

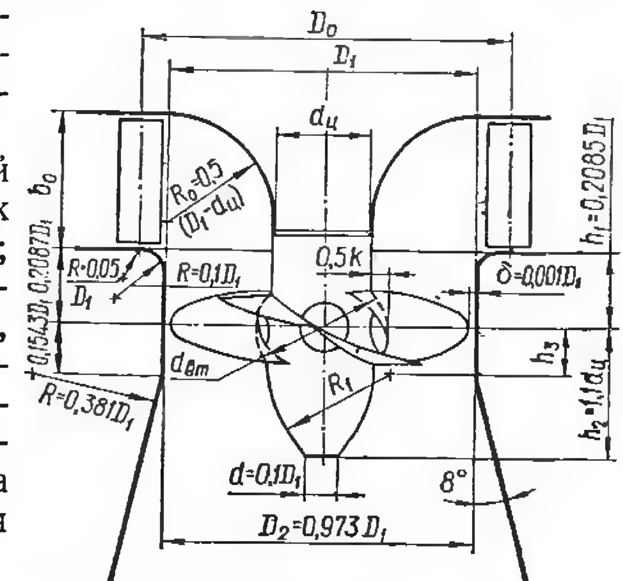


Рис. 109. Проточная часть осевой гидротурбины.

Метод конформных отображений потока в решетке профилей на вспомогательную плоскость при помощи специальных отображающих функций [5].

Метод подъемных сил состоит в том, что для каждой решетки из атласа гидродинамических профилей выбирают экспериментально отработанный профиль, обеспечивающий необходимое значение коэффициента подъемной силы для заданных условий. Метод находит ограниченное применение в инженерной практике.

Наиболее широкое применение в отечественной практике расчета рабочих колес нашел метод особенностей.

§ 55. Выбор расчетных параметров и полости рабочего колеса

Исходными при расчете рабочего колеса являются следующие величины: расчетный и максимальный напоры; расчетная мощность турбины; значения КПД и кавитационного коэффициента турбины на режиме номинальной мощности и оптимальном. Необходимо задаться:

1. Очертанием проточной части турбины (рис. 109) для заданного диапазона напоров, используя рекомендации номенклатуры (табл. 22).

Таблица 22. **Размеры проточной части осевых гидротурбин**

Тип рабочего колеса	Диапазон напоров H, м	$\frac{b_0}{D_1}$	$\frac{d_{вт}}{D_1}$	$\frac{d_ц}{D_1}$	$\frac{R_0}{D_1}$	$\frac{h_2}{D_1}$	$\frac{h_3}{D_1}$	$\frac{R_1}{D_1}$	$\frac{k}{D_1}$	$\frac{d}{D_1}$
ПЛ10	3—10	0,45	0,33	0,29	0,354	0,318	0,089	0,323	0,05	0,1
ПЛ15	5—15	0,45	0,35	0,3	0,346	0,338	0,091	0,345	0,05	0,1
ПЛ20	10—20	0,4	0,37	0,325	0,337	0,357	0,093	0,366	0,05	0,1
ПЛ30	15—30	0,4	0,41	0,36	0,32	0,396	0,0974	0,407	0,05	0,1
ПЛ40	20—40	0,375	0,43	0,375	0,315	0,416	0,1	0,428	0,05	0,1
ПЛ50	30—50	0,375	0,48	0,415	0,293	0,457	0,1052	0,468	0,05	0,1
ПЛ60	40—60	0,35	0,52	0,474	0,264	0,523	0,1072	0,567	0,0446	0,0893
ПЛ70	45—70	0,35	0,57	0,522	0,229	0,573	0,116	0,604	0,05	0,1
ПЛ80	50—80	0,35	0,6	0,537	0,221	0,613	0,123	0,642	0,05	0,1

2. Значениями приведенных величин Q_1', *л/с*, и n_1', *об/мин*, для оптимального режима, на которые обычно выполняют гидродинамический расчет рабочего колеса (табл. 23). Если турбина будет работать бо́льшую часть времени на режиме номинальной мощности при заданной высоте отсасывания, расчет рабочего колеса следует выполнить на этот режим.

3. Основными геометрическими и гидродинамическими параметрами рабочего колеса: числом лопастей и густотой решеток на различных цилиндрических сечениях и др. (табл. 23). Для обеспечения требуемых кавитационных характеристик турбины и обеспечения допускаемого уровня напряжений число лопастей принимают от четырех до восьми. Угол охвата лопасти в плане задают в пределах 70—80°. Густоту решетки среднего цилиндрического сечения $(l/t)_{ср}$ принимают в зависимости от требуемых кавитационных качеств и оборотности рабочего колеса. Значения $(l/t)_{ср}$ на остальных расчетных сечениях лопасти следует принимать такими, чтобы густота решетки у втулки была бы примерно на 20% больше, чем на периферии. Закон изменения густоты решеток $l/t = f(r)$ вдоль размаха лопасти можно принять линейный.

§ 56. Задание формы потока на входе и выходе из рабочего колеса

Прежде чем приступить к расчету лопасти, необходимо задаться распределением осевой v_z и окружной v_u составляющих абсолютной скорости потока на входе (сечение *I—I*) и на выходе (сечение *II—II*) из рабочего колеса (рис. 110, 111). Для этой цели обычно используют экспериментальные данные исследования потока на входе и выходе из рабочих колес близкой быстроходности.

Как показывают экспериментальные исследования, поток на входе в рабочее колесо зависит от открытия направляющего аппарата и его параметров, формы проточной части и формы лопастей рабочего колеса.

Таблица 23. **Основные параметры осевых рабочих колес (в числителе — данные разработанных рабочих колес; в знаменателе — рекомендации номенклатуры гидротурбин ВН 235-61)**

Тип рабочего колеса	Диапазон напоров H, м	Относительная высота направляющего аппарата $\frac{b_0}{D_1}$	Втулочное отношение $\frac{d_{вт}}{D_1}$	Число лопастей z	Густота решетки $\left(\frac{l}{t}\right)_{пер}$	Густота решетки $\left(\frac{l}{t}\right)_{ср}$	Густота решетки $\left(\frac{l}{t}\right)_{вт}$	Толщина лопасти $\delta_{max\ пер}$, %	Толщина лопасти $\delta_{max\ вт}$, %	Угол охвата лопасти $\theta = \frac{360°}{z}\cdot\frac{l}{t}$	Оптимальный режим Q_1', л/с	Оптимальный режим n_1', об/мин	Расчетный режим Q_1', л/с	Расчетный режим n_1', об/мин
ПЛ 10/592 / ПЛ 10	3—10	0,4 / 0,45	0,35 / 0,33	4	0,55	0,62	0,85	2,5	12,0	90	1200	160 / 165	2400 / 2250	180 / 200
ПЛ 15	5—15	0,45	0,35	4	0,65	0,75	1	1,7	9,7	90		150	2130	180
ПЛ 20/510 / ПЛ 20	10—20	0,4 / 0,4	0,4 / 0,37	4	0,75	0,87	1	1,7	9,7	80	1050	132 / 138	2200 / 2040	150 / 160
ПЛ 20/661 / ПЛ 20	10—20	0,4 / 0,4	0,37	4	0,95	1	1,15	1,5	9,8	80	890	128	2100	150
ПЛ 30/587 / ПЛ 30	15—30	0,4 / 0,4	0,45 / 0,41	6 / 5	1,16	1,1	1,45	2	8,4	70	750	115 / 125	1900 / 1940	135 / 140
ПЛ 40	20—40	0,375	0,45	6	1,2	1,3	1,5	2	9	80	800	115	1880	130
ПЛ 50/642 / ПЛ 50	30—50	0,35 / 0,375	0,45 / 0,49	8 / 7	1,5	1,5	1,7	2,8	7,9	80	820	108 / 108	1400 / 1810	120 / 120
ПЛ 60/642 / ПЛ 60	40—60	0,35 / 0,35	0,5 / 0,53	8	1,5	1,75	1,7	2,8	8,7	80	750	103 / 100	1200 / 1690	120 / 110
ПЛ 60/5а / ПЛ 60	40—60	0,35 / 0,35	0,5 / 0,53	8	1,7	1,7	1,7	2,8	8,7	80	800	104	1100	115
ПЛ 70	45—70	0,35	0,57	8	1,7	1,75	1,8	2,8	9	80	750	100	1600	110
ПЛ 80/642 / ПЛ 80	50—80	0,35 / 0,35	0,55 / 0,60	8	1,7	1,75	1,5	2,8	9,1	80	720	100 / 100	1000 / 1520	110 / 110

В вертикальной осевой гидротурбине с радиальным направляющим аппаратом на входе в рабочее колесо имеет место определенная неравномерность распределения осевой и окружной составляющих абсолютной скорости, вызываемая, в основном, поворо-

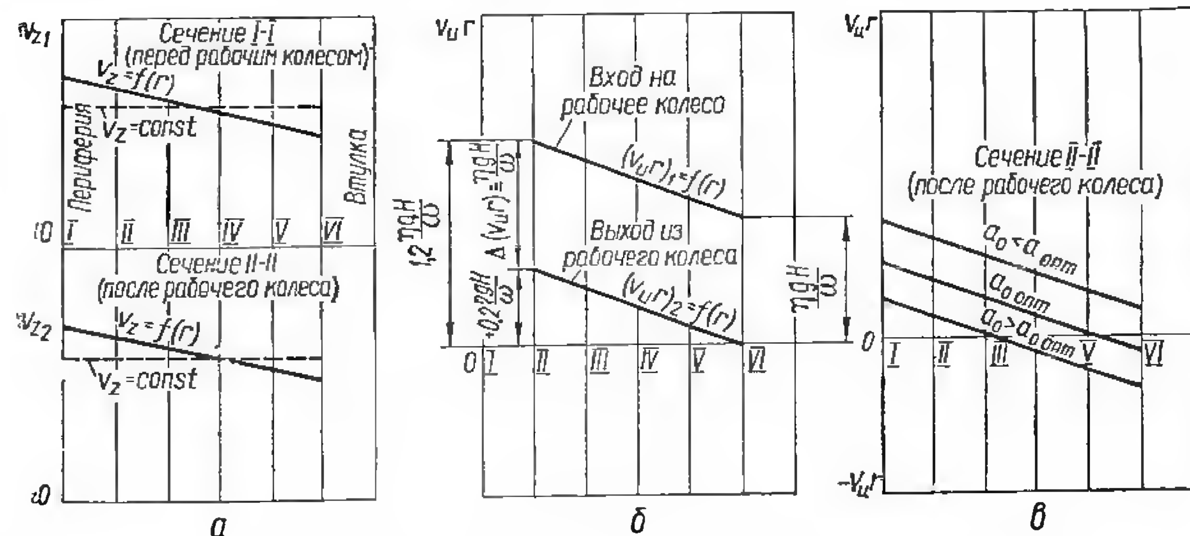


Рис. 110. Поток на входе и выходе из осевого рабочего колеса:
а — распределение осевой скорости вдоль радиуса; *б* — распределение момента скорости; *в* — изменение закрутки потока за рабочим колесом при различных открытиях направляющего аппарата.

том потока перед рабочим колесом. Причем, характер изменения составляющих v_{m_0} и v_{u_0} абсолютной скорости потока после направляющего аппарата, примерно, одинаков.

Распределение осевой составляющей скорости по радиусу $v_z = f(r)$. Как показано выше, движение жидкости по цилиндрическим поверхностям тока возможно при выполнении следующих условий в потоке:

$$(v_ur)_1 = f_1(r) = \text{const}_1; \quad v_{z_1} = f_2(r) = \text{const}_2.$$

Однако опытные данные исследования потока в проточной части моделей гидротурбин показывают, что осевая составляющая v_{z_1} потока непостоянна вдоль радиуса и увеличивается от втулки к камере рабочего колеса. При расчете решеток профилей обычно принимают линейный закон изменения $v_{z_1} = f(r)$, при котором величина v_{z_1} у камеры на 10—20% больше, чем у втулки рабочего колеса (рис. 110, *а*).

Рис. 111. Выбор расчетных сечений лопасти.

Согласно экспериментальным данным на оптимальном режиме радиальная составляющая v_r абсолютной скорости невелика, поэтому можно предположить, что поток движется вдоль поверхностей тока, близких к цилиндрическим. При этом допущении кольцевые площади потока не изменяются, и согласно уравнению неразрывности значения осевых скоростей и их распределение вдоль радиуса на выходе такие же, как и на входе в рабочее колесо. Величина осевой скорости на среднем цилиндрическом сечении определяется по формуле

$$v_{z_1} = \frac{Q_{\text{опт}}}{\frac{\pi}{4}\left(D_1^2 - d_{\text{вт}}^2\right)}. \qquad (312)$$

Значения осевой составляющей скорости на периферии и у втулки:

$$\left.\begin{aligned} v_{z_{\text{пер}}} &= 1{,}1 v_{z_{\text{ср}}};\\ v_{z_{\text{вт}}} &= 0{,}9 v_{z_{\text{ср}}}. \end{aligned}\right\} \qquad (313)$$

Для остальных сечений принимают линейный закон $v_z = f(r)$.

Распределение момента скорости $v_ur = f(r)$. Изменение момента скорости потока на входе в рабочее колесо $(v_ur)_1 = f(r)$ также зависит от формы полости, параметров направляющего аппарата и режима работы гидротурбины. Как показывают опытные исследования рабочих колес, при оптимальном режиме на выходе из рабочего колеса закрутка потока у втулки примерно равна нулю, а на периферии $(v_ur)_2 = +0{,}2\eta_г gH/\omega$. Разность $\Delta(v_ur) = (v_ur)_1 - (v_ur)_2$ принимают одинаковой для всех поверхностей тока.

При расчете рабочего колеса на режим номинальной мощности задаются знакопеременной закруткой потока на выходе из рабочего колеса (рис. 110, *в*). Согласно экспериментальным данным на режиме номинальной мощности поток у втулки имеет отрицательную закрутку, а на периферии положительную (10 ÷ 20% от величины $\eta_г gH/\omega$). Задавшись распределениям $(v_ur)_2 = f(r)$ вдоль радиуса, при помощи уравнения Л. Эйлера определяют значения $(v_ur)_1$ на входе в рабочее колесо на расчетных сечениях.

Таким образом, при принятых величинах Q_I'; n_I' и зависимостях $v_z = f(r)$, $(v_ur)_1 = f(r)$, $(v_ur)_2 = f(r)$ значения скоростей $v_{z_1} = v_{z_2}$; $u_1 = u_2$; v_{u_1}; v_{u_2} известны на каждой поверхности тока. Это позволяет построить входные и выходные треугольники скоростей, необходимые для последующих расчетов решеток профилей.

§ 57. Построение входных и выходных треугольников скоростей на расчетных поверхностях тока

Для расчета формы профиля решетки на расчетной поверхности тока необходимо определить входные и выходные углы, а также некоторые параметры невозмущенного потока. С этой целью строят треугольники скорости потока на входе и выходе из рабочего колеса (рис. 106). Построение входных и выходных треугольников скоростей выполняют в следующей последовательности.

Вычерчивают полость колеса $D_1 = 1000$ *мм* (М1 : 1). Число расчетных сечений принимают $5 \div 7$; сечения обычно располагают равномерно вдоль радиуса. Крайние сечения выбирают, примерно, на расстоянии 10 *мм* от камеры и втулки рабочего колеса (рис. 111). Расчеты выполняют на условные величины $D_1 = 1$ *м*, $H = 1$ *м* и принятые расчетные (оптимальные) параметры Q'_1, *л/с*, и n'_1, *об/мин*, (табл. 23).

Средняя величина осевой составляющей скорости потока v_z определяется по формуле

$$v_{z_{1ср}} = v_{z_{2ср}} = \frac{4Q'_1}{\pi (D_1^2 - d_{вт}^2)}, \text{ м/с}. \quad (314)$$

Окружные скорости потока на входе и выходе из рабочего колеса на расчетном цилиндрическом сечении:

$$u_1 = u_2 = r_i \omega = r_i \frac{\pi n'_1}{30}, \text{ м/с}. \quad (315)$$

Пользуясь принятым законом распределения момента скорости вдоль радиуса на выходе из рабочего колеса (рис. 110, *в*), определяют значения v_{u_2} и величины углов β_2 расчетных сечений:

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{v_{z_2}}{u_2 - v_{u_2}}. \quad (316)$$

Аналогичные вычисления выполняют для тех же сечений на входе в рабочее колесо:

$$v_{u_1} = \frac{\eta_г g H}{\omega} + v_{u_2}, \text{ м/с}; \quad (317)$$

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{v_{z_1}}{u_1 - v_{u_1}}. \quad (318)$$

Определяют величины и направление средневекторной скорости относительного потока $\bar{w}_m$ для расчетных сечений:

$$w_m = \sqrt{w_{mz}^2 + w_{mu}^2} = \sqrt{v_z^2 + \left[u - \frac{1}{2}(v_{u_1} + v_{u_2})\right]^2}, \text{ м/с}; \quad (319)$$

$$\operatorname{tg} \beta_m = \frac{w_{mz}}{w_{mu}} = \frac{v_z}{u - \frac{v_{u_1} + v_{u_2}}{2}}. \quad (320)$$

Результаты расчетов помещают в таблицу (см. пример расчета, табл. 25), по данным которой судят о том, насколько удачно приняты исходные параметры решеток и распределение скоростей v_z и v_u на входе и выходе из рабочего колеса.

Одним из критериев оценки формы лопасти является разность углов $\Delta\beta$ установки профилей у втулки $\beta_{уст. вт}$ и на периферии $\beta_{уст. пер}$ (рис. 112, *а*, *б*), которая существенно влияет на энергетические и кавитационные характеристики рабочего колеса. В соответствии с имеющимися данными номенклатурных рабочих колес

$\Delta\beta = \beta_{уст. вт} - \beta_{уст. пер} = 14 \div 18°$, где $\beta_{уст} = \beta_m - \alpha$. Если перекрутка лопасти (рис. 112, *в*) больше рекомендуемой, необходимо изменить параметры решеток или принять другие углы атаки и расчет повторить.

Значения углов атаки и характер их изменения вдоль радиуса принимают на основании опыта разработки лучших рабочих колес: у втулки обычно не более $\alpha \leqslant 6 \div 10°$, а на периферии $\alpha = 0 \div 2°$. По принятым значениям α у втулки и на периферии строят параболу $\alpha = f(r)$.

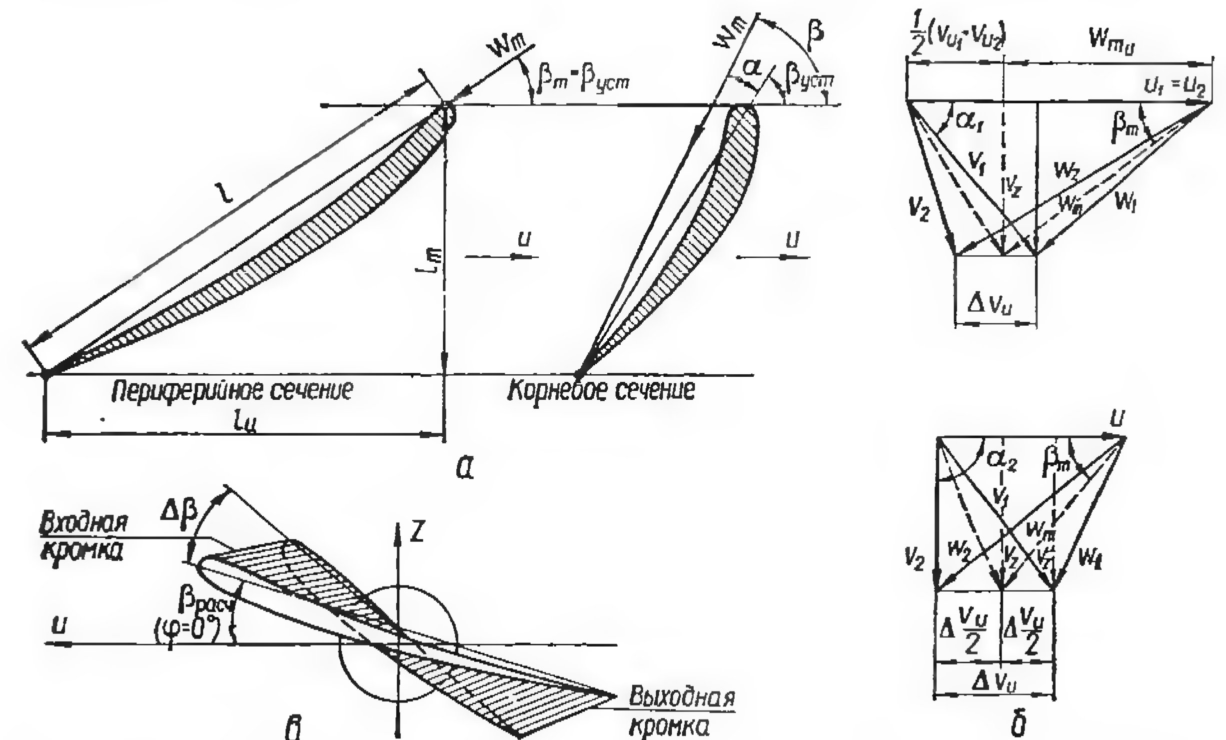


Рис. 112. К определению углов установки лопасти у втулки и на периферии: *а* — периферийное и корневое сечения лопасти; *б* — треугольники скоростей на периферии и у корня лопасти; *в* — «перекрутка» лопасти.

Введение углов атаки обосновывается следующими соображениями. Известно, что расчет лопасти при помощи двумерных методов основан, в частности, на предположении постоянства циркуляции вокруг лопасти вдоль радиуса $\Gamma_л = f(r) = \text{const}$. Циркуляция вокруг лопасти

$$\Gamma_л = t(v_{u_1} - v_{u_2}) = \frac{2\pi\eta_г g H}{\omega z} = \Gamma_\alpha + \Gamma_s, \quad (321)$$

где Γ_s — часть циркуляции, создаваемая кривизной профиля; Γ_α — циркуляция вокруг профиля, обеспечиваемая введением угла атаки.

Если у корневого сечения лопасти не вводить угол атаки, то расчетная циркуляция вокруг профиля должна быть обеспечена за счет увеличения его кривизны, поскольку относительная скорость потока у втулки меньше, чем на периферии (рис. 112, *б*). Отношение $\Gamma_\alpha/\Gamma_л$ зависит от быстроходности проектируемого рабочего

колеса. Обычно при расчете корневого сечения высоконапорных рабочих колес принимают $\Gamma_a/\Gamma_л = 0{,}33 \div 0{,}5$; для низконапорных $\Gamma_a/\Gamma_л = 0{,}33$.

Определив входные и выходные углы и направление невозмущенного потока для расчетных сечений, переходят к расчету профилей решеток, их компоновке и выбору оси поворота лопасти.

§ 58. Метод подъемных сил

В практике расчета осевых рабочих колес наряду с другими методами находит применение метод подъемных сил. На заданные параметры турбины (расчетные мощность, напор и синхронная частота вращения) в соответствии с изложенной выше методикой выбирают исходные параметры расчетных решеток и определяют треугольники скоростей на входе и выходе из рабочего колеса. В ходе расчета решеток вычисляют величину циркуляции вокруг лопасти при заданных расчетных параметрах при помощи выражения (321) и значение коэффициента подъемной силы профиля в решетке

$$C_{y_р} = \frac{2\Gamma_р}{w_m l}. \tag{322}$$

В результате расчетов при помощи указанных выше зависимостей определяют параметры проектируемых решеток: w_m, β_m, Γ, l и $C_{y_р}$. По вычисленным значениям $C_{y_р}$, пользуясь экспериментальными данными исследования решеток профилей различных параметров (l/t, $\beta_{уст}$, α), подбирают решетки, профили которых обеспечивают необходимые величины $C_{y_р}$ на расчетных сечениях при минимальных потерях энергии и высоких кавитационных качествах.

Экспериментальные данные решеток различных параметров ограничены, поэтому можно также воспользоваться опытными данными исследования одиночных профилей различных классов (профили ВИГМ, *NACA*, *Clark* и др.). Влияние решетки учитывается при помощи коэффициента K, определяемого по формуле

$$K = \frac{C_{y_р}}{C_y} = \frac{\Gamma_р}{\Gamma}, \tag{323}$$

который зависит от густоты и угла установки решетки — $K = f\,(l/t;\ \beta_{уст})$. По вычисленной величине $C_{y_р}$ и принятым параметрам решетки определяют коэффициент подъемной силы одиночного профиля

$$C_y = C_{y_р}/K.$$

Коэффициент влияния решетки K определяют по номограмме Вейнига (рис. 108). Расчетное значение C_y выбранного профиля согласно кривой $C_y = f\,(\alpha)$ обеспечивается при некотором угле атаки α, для вычисления которого пользуются методом последовательных приближений.

Сначала полагают, что $\beta_{уст} = \beta_m$ ($\alpha = 0$); по номограмме находят нулевое приближение коэффициента $K_0 = f\,(l/t;\ \beta_{уст})$ и по нему вычисляют $\sin\alpha_1 = \Gamma_a/\pi l K_0 w_m$ и α_1^0 (величиной Γ_a/Γ задаются). После этого уточняют угол установки профиля $\beta_{1_{уст}} = \beta_m - \alpha$, величину $K_1 = f\,(l/t;\ \beta_{1_{уст}})$ и вычисляют второе приближение угла атаки

$$\sin\alpha_2 = \frac{\Gamma a}{\pi l K_1 w_m}. \tag{324}$$

Затем уточняют угол установки $\beta_{2_{уст}} = \beta_m - \alpha$; коэффициент $K_2 = f\,(l/t;\ \beta_{2_{уст}})$ и определяют третье приближение угла атаки:

$$\sin\alpha_3 = \frac{\Gamma a}{\pi l K_2 w_m} \text{ и т. д.}$$

В конечном итоге вычисленный угол атаки должен быть равен углу, при котором обеспечивается требуемое значение $C_y = f\,(\alpha)$ для одиночного профиля.

Метод подъемных сил был усовершенствован академиком Г. Ф. Проскурой, который предложил при определении кривизны профиля учитывать толщину пограничного слоя. После выбора профилей и определения углов их установки в расчетных сечениях их собирают в плавную лопасть.

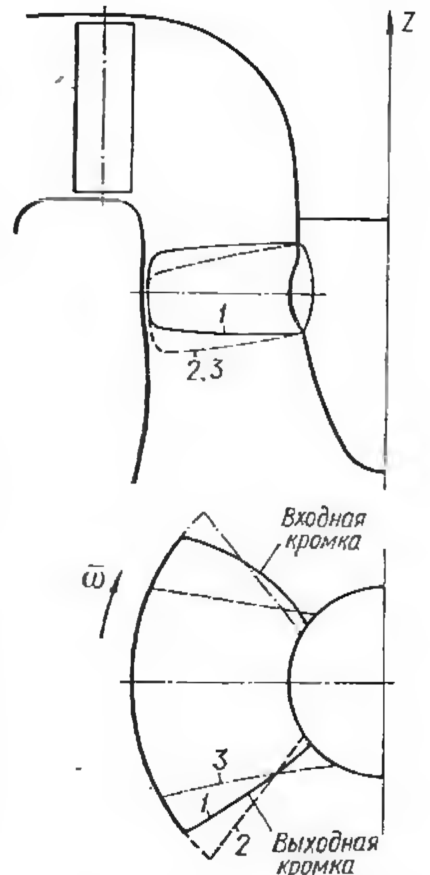


Рис. 113. Компоновка расчетных решеток в лопасть:

1 — радиальная входная кромка; *2* — лопасть с кромками, отогнутыми против вращения; *3* — кромки, отогнутые по направлению вращения

§ 59. Компоновка решеток профилей

Расчет решеток профилей при помощи двумерных методов выполняется без учета их взаимного влияния. Поэтому компоновка профилей в лопасть осуществляется нерасчетным путем. Как показали опытные исследования осевых рабочих колес, различная компоновка одних и тех же профилей расчетных решеток приводит к разной форме лопасти и существенному отличию энергетических и кавитационных характеристик турбины [28]. Лучшие энергокавитационные характеристики рабочего колеса достигаются в том случае, если выходная кромка лопасти в меридиональной проекции горизонтальна или немного наклонена по направлению к периферии, а в плане радиальна (рис. 113). Радиальная выходная кромка лопасти предпочтительнее также с технологической точки зрения. Задавшись формой выходной кромки, «собирают» расчетные сечения лопасти.

Для каждой расчетной решетки профилей известны следующие величины: шаг $t_i = \frac{\pi D_i}{z}$; густота $\left(\frac{l}{t}\right)_i$, длина хорды профиля $l_i = \left(\frac{l}{t}\right)_i t_i$ и угол установки $\beta_{уст}$. Проекции профилей в плане и на меридиональной плоскости определяют при помощи зависимостей:

$$\left.\begin{aligned} l_{u_i} &= l_i \cos \beta_{уст}; \\ l_{m_i} &= l_i \sin \beta_{уст}. \end{aligned}\right\} \quad (325)$$

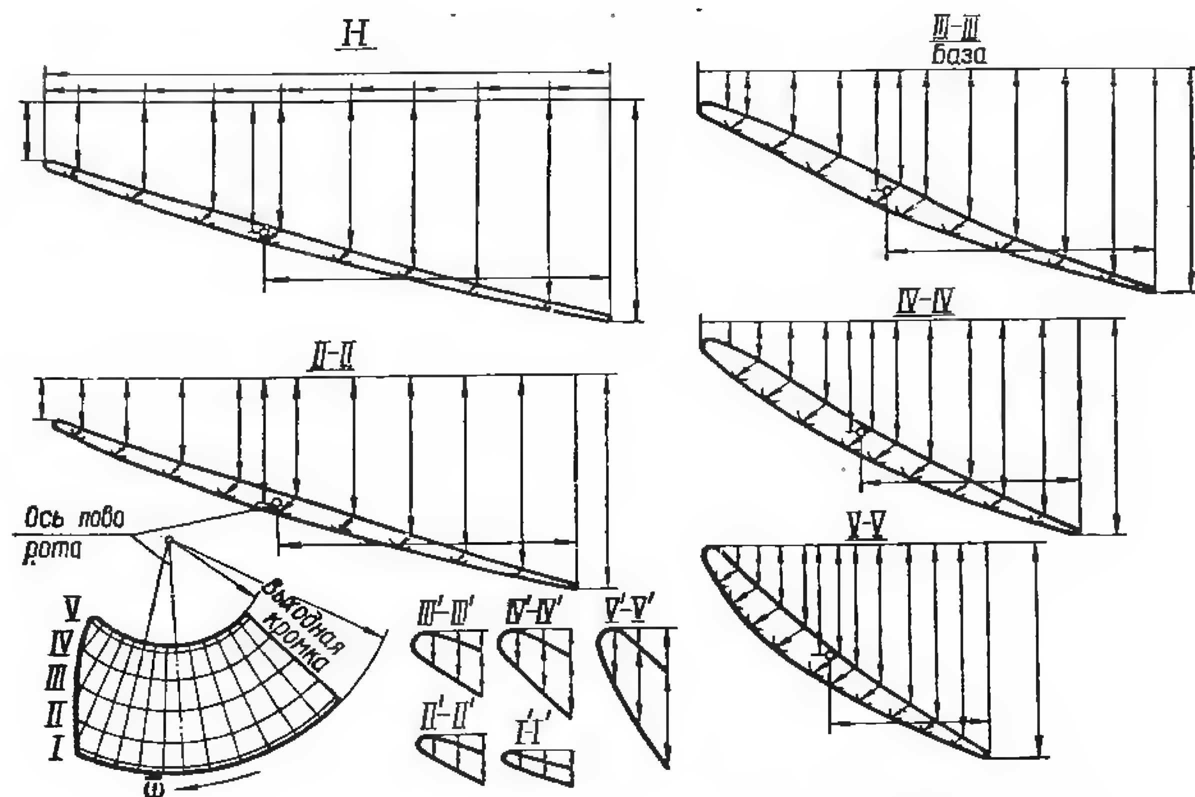


Рис. 114. Теоретический чертеж лопасти осевого рабочего колеса.

Полученные значения l_{m_i} откладывают в меридиональной плоскости на соответствующих цилиндрических сечениях вверх от принятой горизонтальной выходной кромки и получают меридиональную проекцию входной кромки. Вычисленные значения l_{u_i} откладывают в плане от радиальной выходной кромки вдоль дуг окружностей расчетных сечений и получают проекцию входной кромки. Кромки лопасти должны быть плавными. Если при принятых параметрах лопастной системы не обеспечивается плавность кромок, следует задать новые параметры решеток (l/t, α и др.), изменить граничные условия (на входе и выходе из рабочего колеса) и повторить расчет.

На теоретическом чертеже лопасти показывают меридиональную проекцию и план лопасти, а также развертки цилиндрических сечений лопасти на плоскости (рис. 114). Размеры цилиндрических сечений проставляют на чертеже, используя расчетные данные лопасти (см. пример расчета, табл. 27).

Выбор оси поворота лопасти. Ось поворота выбирают таким образом, чтобы она проходила недалеко от центра давления лопасти (рис. 115, *а*). При таком положении оси поворота гидравлический момент, действующий со стороны потока на лопасть, при различных углах установки имеет минимальную величину. Это позволяет выполнить сервомотор и втулку рабочего колеса минимальных размеров. Окончательно положение оси поворота выбирают после опытного определения силовых характеристик модельного рабочего колеса. Как показывают опытные исследования моделей [11],

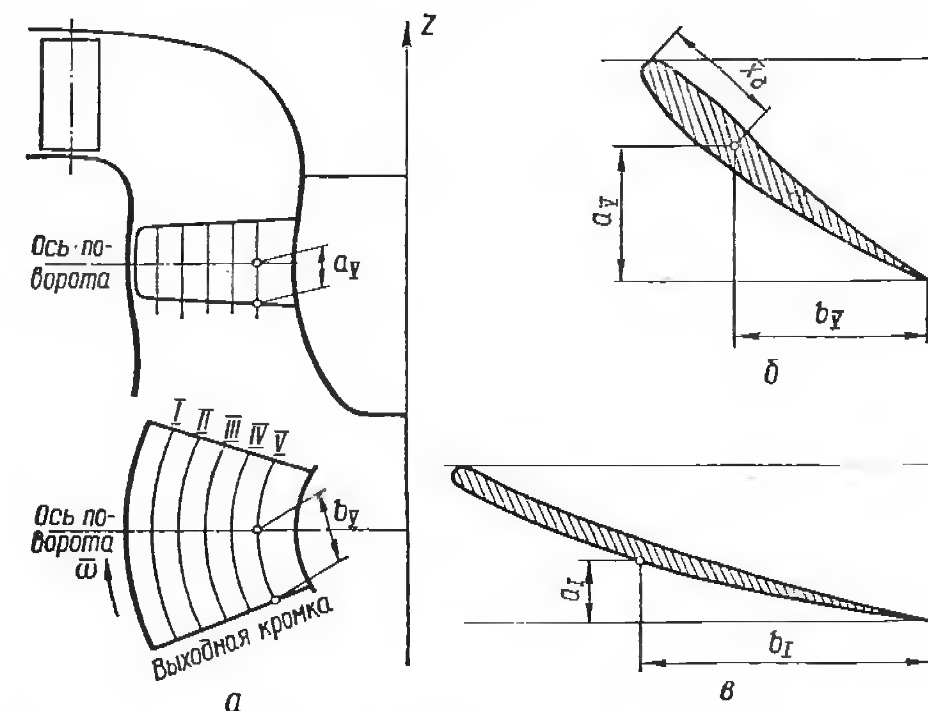


Рис. 115. К выбору оси поворота лопасти:
а — меридиональная проекция и план лопасти; *б* — корневое сечение; *в* — периферийное сечение.

центр давления лопастей номенклатурных осевых рабочих колес на оптимальном режиме работы находится примерно на расстоянии $x_\delta = x/l = 0{,}35 \div 0{,}45$ от входной кромки лопасти (рис. 115, *б*). Учитывая эти рекомендации, фиксируют ось поворота лопасти сначала на корневом сечении, а затем определяют ее координаты на профилях остальных расчетных сечений (см., например, рис. 115, *в*, где указаны координаты оси поворота a_I и b_I на периферийном сечении).

Отложив расстояния a_V и b_V в меридиональной проекции и на плане лопасти (рис. 115, *б*), проводят проекции оси поворота, которые определяют ее положение по отношению к профилям на остальных расчетных сечениях. Желательно выбрать ось поворота ниже центра тяжести лопасти. При этом момент центробежных сил будет направлен против изгибающего момента, действующего со стороны потока на лопасть. В результате суммарное напряжение в корневом сечении лопасти уменьшается.

Для обеспечения допускаемых напряжений в сечениях лопасти задаются определенной толщиной лопасти у корня и на периферии. Согласно данным номенклатурных рабочих колес (табл. 23) максимальная относительная толщина лопасти $\bar{\delta}_{max} = \delta_{max}/l = 8 \div 12\%$ — у втулки; $\bar{\delta}_{max} = 1{,}5 \div 2{,}8\%$ — на периферии.

Для уменьшения стеснения потока и улучшения кавитационных качеств рабочего колеса толщина лопастей должна быть минимальной, но достаточной для обеспечения их необходимой прочности.

§ 60. Расчет решеток профилей (обратная задача)

Вихревой метод расчета решеток бесконечно тонких профилей

Тонкие слабо изогнутые профили в решетках можно заменить вихревыми слоями с определенным законом распределения вихрей $\gamma(s)$ вдоль скелета. В результате решения обратной задачи для заданного плоскопараллельного потока и определенного закона распределения вихрей находят форму профиля расчетной решетки, в каждой точке которого суммарная скорость потока направлена по касательной [7; 28]. В предположении потенциального потока

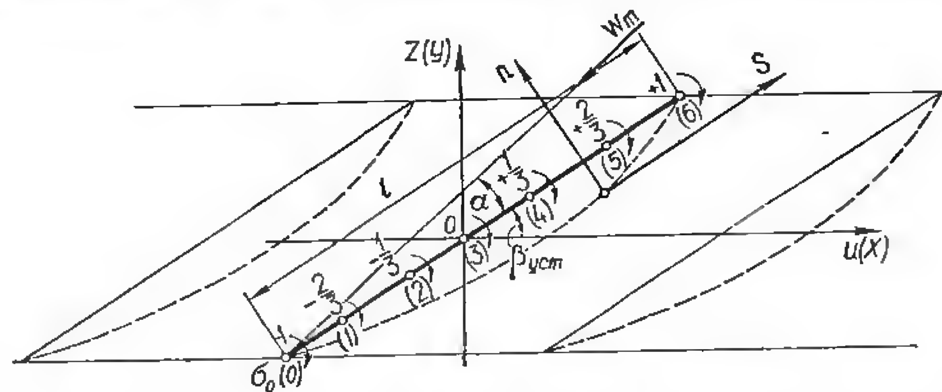


Рис. 116. Гидродинамическая схема решетки профилей и выбор расчетных точек.

через рабочее колесо действие сил вязкости не учитывается. Допущение о невязком потоке неприемлемо при рассмотрении движения жидкости непосредственно вдоль лопастей рабочего колеса. В пограничном слое на поверхности лопасти скорость изменяет свое значение от нуля до конечной величины. Резкое изменение скорости является причиной вихреобразований в пограничном слое. Следовательно, пограничный слой можно рассматривать как вихревой слой, состоящий из непрерывно распределенных вихрей определенной интенсивности. Вихревые слои, имитирующие профили решеток, вызывают разрывы непрерывности функций скорости и давления.

Поверхность лопасти образована семейством линий тока относительного потока и вихревыми присоединенными линиями (§ 14—16). Следовательно, чтобы определить профили решеток, необходимо найти форму линий тока результирующего относительного потока. Результирующую скорость относительного потока в любой точке (в том числе и на профиле) можно представить как сумму скоростей невозмущенного потока $\bar{w}_m$ и скорости $\bar{v}_\gamma$, индуцированной вихрями, расположенными на профилях решетки (рис. 116).

Определив величины и направления относительных скоростей в расчетных точках профиля, находят форму его скелета.

Требуемая величина циркуляции вокруг профиля обеспечивается принятым законом распределения вихрей вдоль профиля:

$$\Gamma = \int_{-l/2}^{+l/2} \gamma(s)\, ds, \qquad (326)$$

где $\gamma(s)$ — погонная интенсивность вихревых слоев; $s = \frac{l/x}{2}$ — безразмерная переменная интегрирования; l—длина хорды профиля.

При расчете решетки профилей конечной толщины необходимо задаться законом распределения особенностей, включая источники-стоки. Суммарное течение невозмущенного плоскопараллельного потока и потока, вызванного особенностями, должно быть таким, чтобы одна из линий тока была замкнутой и по своей форме соответствовала удобообтекаемому профилю. Замкнутую линию тока суммарного потока принимают за контур профиля конечной толщины. Условие непроницаемости профиля (рис. 117) состоит в том, что относительные скорости касательны в любой точке профиля $v_n = u_n$ или $w_{mn} + v_{\gamma n} = w_n = 0$.

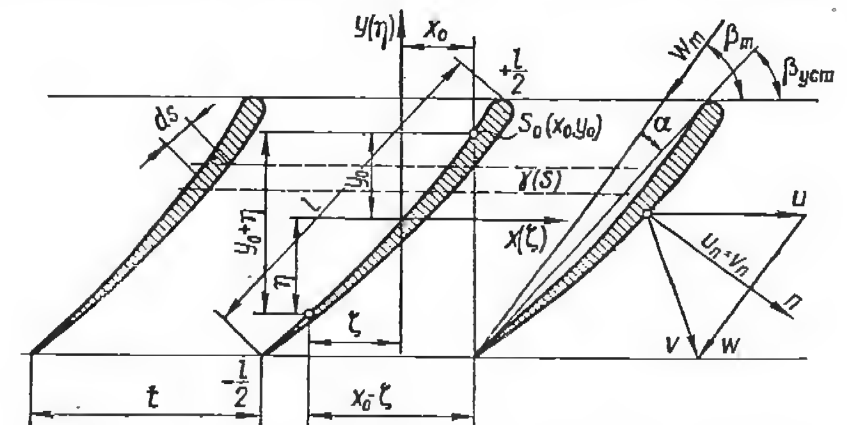


Рис. 117. Граничные условия на контуре профиля в решетке.

В дополнение к (326) должно также выполняться условие

$$\int_{-l/2}^{+l/2} q(s)\, ds = 0, \qquad (327)$$

где функция $q(s)$ характеризует принятый закон распределения источников-стоков вдоль средней линии профиля.

При принятом законе распределения особенностей вдоль средней линии профиля конечной толщины последовательно определяют:

форму скелета профиля, форму профиля конечной толщины и вычисляют скорости и давления на контуре профиля решетки.

Сущность вихревого метода. [7; 28]. Задавшись расчетным режимом (Q_I', n_I'), принимают исходные величины решеток для всех расчетных сечений, определяют входные и выходные треугольники скоростей и циркуляцию вокруг лопасти (см. § 56, 57). В результате первого этапа расчетов получают параметры решеток плоских пластин, на которых задаются законом распределения вихрей, после чего приступают к определению формы бесконечно тонких слабо искривленных профилей решеток.

Скорости, индуцируемые вихревыми контурами в любой точке с координатами x_0, y_0 на расчетном профиле (рис. 116), определяются по формулам:

$$\left.\begin{aligned} v_x &= \frac{1}{2t}\int\limits_{-l/2}^{+l/2}\frac{\operatorname{sh}\frac{2\pi}{t}(y_0-\eta)\,\gamma(s)\,ds}{\operatorname{ch}\frac{2\pi}{t}(y_0-\eta)-\cos\frac{2\pi}{t}(x_0-\zeta)};\\ v_y &= -\frac{1}{2t}\int\limits_{-l/2}^{+l/2}\frac{\sin\frac{2\pi}{t}(x_0-\zeta)\,\gamma(s)\,ds}{\operatorname{ch}\frac{2\pi}{t}(y_0-\eta)-\cos\frac{2\pi}{t}(x_0-\zeta)},\end{aligned}\right\} \qquad (328)$$

где x_0, y_0 — координаты расчетной точки на профиле; η, ζ — координаты точек, в которых расположены вихри.

Для вычисления индуцируемых скоростей в расчетных точках профиля необходимо задаться законом распределения вихрей вдоль профиля и принять путь интегрирования. В первом приближении вихри располагают вдоль известной хорды профиля. Закон изменения плотности вихрей вдоль профиля принимают в виде ряда Глауэрта:

$$\gamma(\theta) = A_0 \operatorname{ctg}\frac{\theta}{2} + A_1 \sin\theta + A_2 \sin 2\theta + A_3 \sin 3\theta + \cdots + A_n \sin n\theta. \qquad (329)$$

Вводят относительную координату точки на профиле $\sigma = s/l/2 = \cos\theta$ и выражают через нее тригонометрические функции, входящие в ряд (329):

$$\sin\theta = \sqrt{1-\sigma^2};\quad \sin 2\theta = 2\sigma\sqrt{1-\sigma^2};$$
$$\sin 3\theta = -\sqrt{1-\sigma^2} + 4\sigma^2\sqrt{1-\sigma^2};$$
$$\sin\frac{\theta}{2} = \sqrt{\frac{1-\cos\theta}{2}} = \sqrt{\frac{1-\sigma}{2}};\quad \cos\frac{\theta}{2} = \sqrt{\frac{1+\cos\theta}{2}} = \sqrt{\frac{1+\sigma}{2}};$$
$$\operatorname{ctg}\frac{\theta}{2} = \sqrt{\frac{1+\sigma}{1-\sigma}}.$$

После подстановки значений $\operatorname{ctg}\frac{\theta}{2}$; $\sin\theta$; $\sin 2\theta$ в (329) получают

$$\gamma(\sigma) = A_0\sqrt{\frac{1+\sigma}{1-\sigma}} + A_1\sqrt{1-\sigma^2} + 2A_2\sigma\sqrt{1-\sigma^2} + A_3\left(4\sigma^2\sqrt{1-\sigma^2}-\sqrt{1-\sigma^2}\right) + \cdots \qquad (330)$$

Суммарная циркуляция вокруг профиля определяется при помощи выражения (326), в котором $ds = -\frac{l}{2}\sin\theta\, d\theta$.

Подставив в (326) значение функции γ согласно (329), получают

$$\Gamma = \frac{l}{2}\int\limits_0^\pi\left(A_0\operatorname{ctg}\frac{\theta}{2} + A_1\sin\theta + A_2\sin 2\theta + A_3\sin 3\theta + \cdots + A_k\sin k\theta\right)\sin\theta\, d\theta. \qquad (331)$$

Интегралы типа $\int\limits_0^\pi \sin k\theta \sin n\theta\, d\theta$ вычисляют, используя свойство ортогональности тригонометрических функций:

$$\text{при } k \neq n \quad \int\limits_0^\pi \sin k\theta \sin n\theta\, d\theta = 0;$$

$$\text{при } k = n \quad \int\limits_0^\pi \sin k\theta \sin n\theta\, d\theta = \frac{\pi}{2}.$$

Все интегралы этого типа равны нулю, за исключением одного, у которого $k = 1$. Таким образом, циркуляция вокруг профиля

$$\Gamma = \frac{\pi l}{2}\left(A_0 + \frac{1}{2}A_1\right). \qquad (332)$$

Из уравнения (332) следует, что циркуляция вокруг профиля лопасти создается за счет угла атаки $\Gamma_\alpha = f(A_0)$ и кривизны профиля $\Gamma_s = f(A_1)$. Остальные члены ряда (330) влияют на распределение скоростей вдоль профиля, не изменяя суммарную циркуляцию.

Определение индуцированных скоростей на профиле при эллиптическом законе распределения вихрей. В случае эллиптического закона коэффициент $A_0 = 0$, и циркуляция вокруг профиля создается только за счет кривизны профиля ($\Gamma_s = \Gamma$). При этом из (332) следует, что

$$A_1 = \frac{4\Gamma}{\pi l}. \qquad (333)$$

Так как $A_0 = 0$ и $A_2 = A_3 = \cdots = A_n = 0$, выражение (330) упрощается:

$$\gamma(\sigma) = \frac{4\Gamma}{\pi l}\sqrt{1-\sigma^2}. \qquad (334)$$

При любом законе распределения вихрей вдоль профиля, в том числе и эллиптическом, скорости, индуцированные вихревыми

контурами решетки в точке с координатами x_0, y_0 на расчетном (основном) профиле, определяются согласно (328):

$$\left.\begin{aligned} v_x &= \frac{1}{2t}\int\limits_{-l/2}^{+l/2} \frac{\operatorname{sh}\lambda}{\operatorname{ch}\lambda-\cos\mu}\,\gamma(s)\,ds;\\ v_y &= -\frac{1}{2t}\int\limits_{-l/2}^{+l/2} \frac{\sin\mu}{\cos\lambda-\cos\mu}\,\gamma(s)\,ds,\end{aligned}\right\}$$

где

$$\lambda=\frac{2\pi}{t}(y_0-\eta);\quad \mu=\frac{2\pi}{t}(x_0-\zeta).$$

При интегрировании вдоль вихревых контуров координаты η и ζ принимают все значения, в том числе и x_0, y_0. В этом случае под интегралами выражений (328) получается неопределенность вида $\frac{0}{0}$. Чтобы от нее избавиться, индуцированную скорость в любой точке профиля раскладывают на две составляющие: v' (v'_x; v'_y) — скорость, индуцированную вихрями основного контура; v'' (v''_x, v''_y) — скорость, индуцированную вихрями всех контуров решетки за исключением основного (расчетного). Проекции скорости, индуцированной в расчетной точке σ_0 профиля вихрями основного контура, определяются по выражениям:

$$\left.\begin{aligned} v'_x &= \frac{4\Gamma}{\pi l}\int\limits_{-1}^{+1}\frac{\sqrt{1-\sigma^2}}{2\pi(\sigma_0-\sigma)}\sin\beta\,d\sigma=\frac{2\Gamma}{\pi l}\,\sigma_0\sin\beta;\\ v'_y &= -\frac{4\Gamma}{\pi l}\int\limits_{-1}^{+1}\frac{\sqrt{1-\sigma^2}}{2\pi(\sigma_0-\sigma)}\cos\beta\,d\sigma=-\frac{2\Gamma}{\pi l}\,\sigma_0\cos\beta.\end{aligned}\right\}\qquad(335)$$

Для вычисления индуцированной скорости интеграл в выражении (335) разбивают на два интеграла, имея в виду, что $v''_x = v_x - v'_x$:

$$\left.\begin{aligned} v''_x &= \frac{1}{2t}\int\limits_{-1}^{+1}\frac{\operatorname{sh}\lambda}{\operatorname{ch}\lambda-\cos\mu}\,\frac{4\Gamma}{\pi l}\sqrt{1-\sigma^2}\,\frac{l}{2}\,d\sigma-\\ &\quad-\frac{4\Gamma}{\pi l}\int\limits_{-1}^{+1}\frac{\sqrt{1-\sigma^2}}{2\pi(\sigma_0-\sigma)}\sin\beta\,d\sigma;\\ v''_x &= \frac{2\Gamma}{\pi t}\int\limits_{-1}^{+1}\left(\frac{\frac{1}{2}\operatorname{sh}\lambda}{\operatorname{ch}\lambda-\cos\mu}-\frac{2t}{\pi l}\,\frac{\sin\beta}{\sigma_0-\sigma}\right)\sqrt{1-\sigma^2}\,d\sigma=\\ &= \frac{2\Gamma}{\pi t}\int\limits_{-1}^{+1}\left(\frac{\frac{1}{2}\operatorname{sh}\lambda}{\operatorname{ch}\lambda-\cos\mu}-\frac{\tau\sin\beta}{2\pi(\sigma_0-\sigma)}\right)\sqrt{1-\sigma^2}\,d\sigma.\end{aligned}\right\}\qquad(336)$$

После преобразований получают:

$$\left.\begin{aligned} v''_x &= \frac{2\Gamma}{\pi t}\int\limits_{-1}^{+1}\left(\frac{\frac{1}{2}\operatorname{sh}\lambda}{\operatorname{ch}\lambda-\cos\mu}-\frac{\tau\sin\beta}{2\pi(\sigma_0-\sigma)}\right)\sqrt{1-\sigma^2}\,d\sigma;\\ v''_y &= -\frac{2\Gamma}{\pi t}\int\limits_{-1}^{+1}\left(\frac{\frac{1}{2}\sin\mu}{\operatorname{ch}\lambda-\cos\mu}-\frac{\tau\cos\beta}{2\pi(\sigma_0-\sigma)}\right)\sqrt{1-\sigma^2}\,d\sigma,\end{aligned}\right\}\qquad(337)$$

где $\tau = 2t/l$.

Вводя обозначения:

$$\frac{1}{2}\,\frac{\operatorname{sh}\lambda}{\operatorname{ch}\lambda-\cos\mu}-\frac{\tau}{2\pi}\,\frac{\sin\beta}{\sigma_0-\sigma}=a(\sigma);$$

$$-\frac{1}{2}\,\frac{\sin\mu}{\operatorname{ch}\lambda-\cos\mu}+\frac{\tau}{2\pi}\,\frac{\cos\beta}{\sigma_0-\sigma}=b(\sigma),$$

окончательно записывают:

$$\left.\begin{aligned} v''_x &= \frac{2\Gamma}{\pi t}\int\limits_{-1}^{+1}\frac{a(\sigma)(1-\sigma^2)}{\sqrt{1-\sigma^2}}\,d\sigma;\\ v''_y &= \frac{2\Gamma}{\pi t}\int\limits_{-1}^{+1}\frac{b(\sigma)(1-\sigma^2)}{\sqrt{1-\sigma^2}}\,d\sigma.\end{aligned}\right\}\qquad(338)$$

Путь интегрирования (хорда профиля) разбивается на шесть равных частей, и определяются индуцированные скорости в семи точках: 0; 1; 2; 3; 4; 5; 6; (—1; —2/3; —1/3; 0; +1/3; +2/3; +1) (рис. 116). Интегралы в (338) вычисляют при помощи коэффициентов Д. А. Непомнящего; тогда расчетные формулы принимают вид:

$$\left.\begin{aligned} v''_x &= \frac{\Gamma}{640t}[210a_1-120a_2+460a_3-120a_4+210a_5];\\ v''_y &= \frac{\Gamma}{640t}[210b_1-120b_2+460b_3-120b_4+210b_5],\end{aligned}\right\}\qquad(339)$$

где коэффициенты $a_1, a_2 \ldots b_1, b_2 \ldots$ определяют по специальной номограмме (рис. 118) (на рисунке приведена схема определения знаков коэффициентов a и b для расчетных точек профиля).

В результате вычислений при помощи выражений (335) и (338) находят проекции индуцированной скорости в любой точке профиля:

$$\left.\begin{aligned} v_x &= v'_x+v''_x;\\ v_y &= v'_y+v''_y.\end{aligned}\right\}\qquad(340)$$

Определение индуцированных скоростей на профиле при неэллиптическом законе распределения вихрей. Чтобы обеспечить заданную циркуляцию вокруг профиля при его приемлемой кривизне ($\bar f_{max} \leqslant 6 \div 8\%$), вводят угол атаки α. Известно, что суммарная циркуляция вокруг профиля создается за счет кривизны профиля

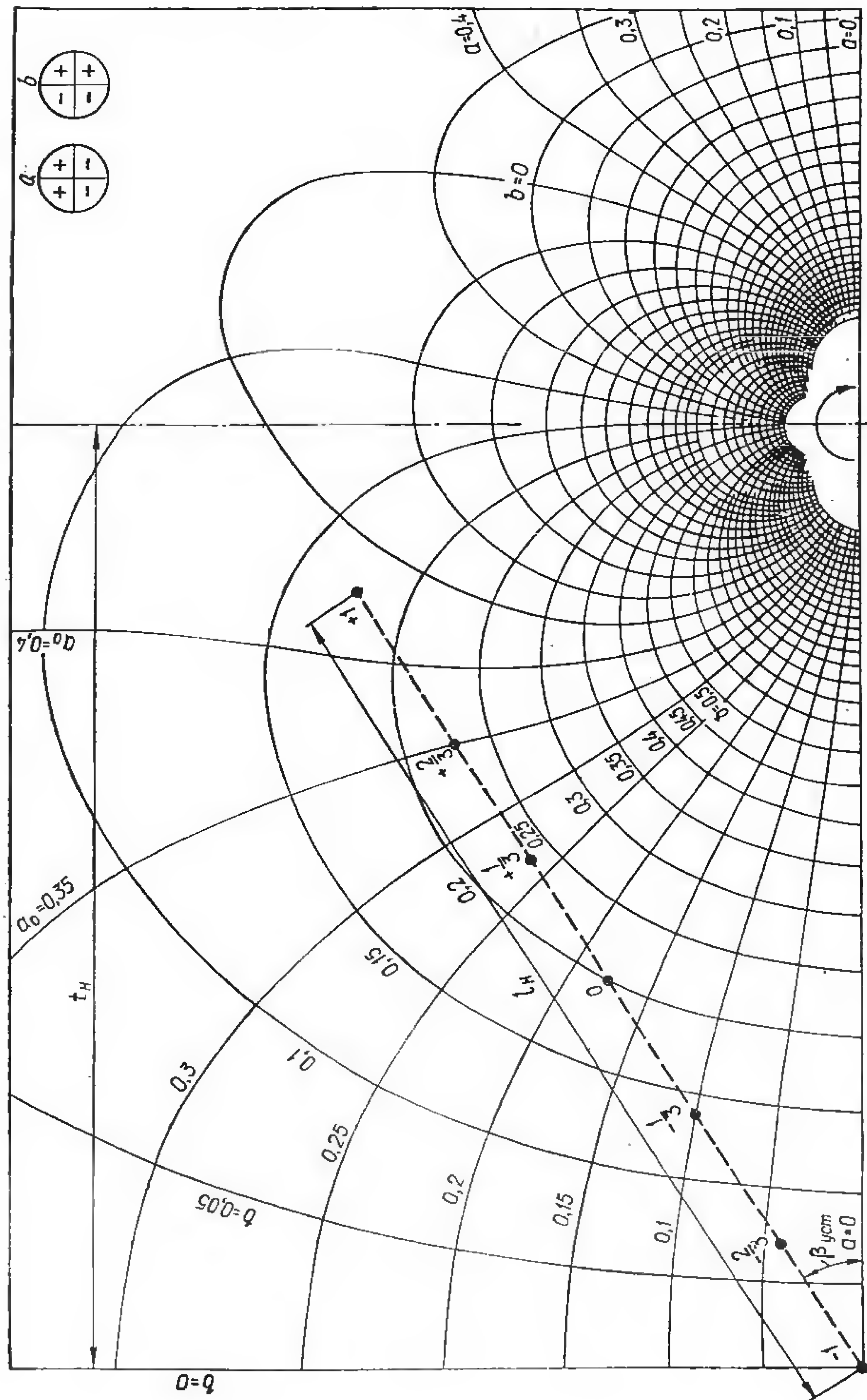


Рис. 118. Номограмма для определения коэффициентов a и b.

и угла атаки и определяется при помощи выражения (332), в котором $A_0 \neq 0$. Неэллиптический закон распределения вихрей широко применяют при расчете решеток осевых рабочих колес, особенно профилей корневого сечения. Задание эллиптического закона при расчете корневого и средних сечений лопасти привело бы к чрезмерной кривизне профилей решеток и ухудшению энергетических и кавитационных характеристик рабочего колеса.

Неэллиптический закон распределения вихрей вдоль профиля записывается следующим образом:

$$\gamma(\sigma) = A_0 \sqrt{\frac{1+\sigma}{1-\sigma}} + A_1 \sqrt{1-\sigma^2} = \gamma_\alpha(\sigma) + \gamma_s(\sigma), \qquad (341)$$

где $\gamma_\alpha(\sigma)$ — интенсивность вихрей, представляющих обтекание пластины, установленной под некоторым углом атаки α; $\gamma_s(\sigma)$ — интенсивность вихрей, представляющих обтекание параболической дужки потоком со скоростью w_m, параллельным ее хорде.

При этом циркуляция вокруг профиля

$$\Gamma = \int_{-l/2}^{+l/2} \gamma(s)\, ds = A_0 \int_{-1}^{+1} \sqrt{\frac{1+\sigma}{1-\sigma}} \frac{l}{2} d\sigma + $$

$$+ A_1 \int_{-1}^{+1} \sqrt{1-\sigma^2} \frac{l}{2} d\sigma = \Gamma_\alpha + \Gamma_s. \qquad (342)$$

Скорости, индуцированные $\gamma_\alpha(\sigma)$ и $\gamma_s(\sigma)$, обозначают соответственно через v_α и v_s; тогда суммарная индуцированная скорость $v = v_\alpha + v_s$. Проекция скорости на ось X:

$$v_x = v_{x\alpha} + v_{xs} = \frac{A_0 l}{2t} \int_{-1}^{+1} \frac{\frac{1}{2} \operatorname{sh} \lambda}{\operatorname{ch} \lambda - \cos \mu} \sqrt{\frac{1+\sigma}{1-\sigma}} d\sigma +$$

$$+ \frac{A_1 l}{2t} \int_{-1}^{+1} \frac{\frac{1}{2} \operatorname{sh} \lambda}{\operatorname{ch} \lambda - \cos \mu} \sqrt{1-\sigma^2}\, d\sigma. \qquad (343)$$

Как и в случае эллиптического закона распределения вихрей, при значениях $\eta = x_0$ и $\zeta = y_0$ под интегралами выражения (343) получается неопределенность. Чтобы избавиться от нее, вычисляют отдельно составляющие v'_x и v''_x $(v_x = v'_x + v''_x)$.

Проекции скорости, индуцированной за счет $\gamma_\alpha(\sigma)$ (угла атаки), определяют по выражениям:

$$v'_{x\alpha} = \int_{-1}^{+1} \frac{A_0 \sqrt{\frac{1+\sigma}{1-\sigma}}}{2\pi(\sigma_0 - \sigma)} \sin \beta\, d\sigma = \frac{A_0 \sin \beta}{2\pi} \int_{-1}^{+1} \frac{\sqrt{\frac{1+\sigma}{1-\sigma}}}{\sigma_0 - \sigma} d\sigma = -\frac{A_0 \sin \beta}{2}; \qquad (344)$$

$$v''_{x\alpha} = \frac{A_0 l}{2t} \int_{-1}^{+1} \left[\frac{\frac{1}{2}\,\mathrm{sh}\,\lambda}{\mathrm{ch}\,\lambda - \cos\mu} - \frac{2t}{l} \frac{\sin\beta}{\sigma_0 - \sigma} \right] \sqrt{\frac{1+\sigma}{1-\sigma}}\, d\sigma =$$

$$= \frac{A_0 l}{2t} \int_{-1}^{+1} a(\sigma) \frac{1+\sigma}{\sqrt{1-\sigma^2}}\, d\sigma. \quad (345)$$

Интеграл в выражении (345) вычисляют для шести расчетных точек (рис. 116) при помощи коэффициентов Д. А. Непомнящего

$$v''_{x\alpha} = \frac{A_0 \pi l}{2560t}(126a_1 - 90a_2 + 460a_3 - 180a_4 + 630a_5 + 334a_6). \quad (346)$$

Определяют проекции на ось X составляющих индуцированных скоростей, вызываемых $\gamma_s(\sigma)$ (кривизной профиля),

$$v'_{xs} = \frac{A_1}{2}\sigma_0 \sin\beta; \quad (347)$$

$$v''_{xs} = \frac{A_1 \pi l}{2560t}(210a_1 - 120a_2 + 460a_3 - 120a_4 + 210a_5]. \quad (348)$$

Аналогично вычисляют проекции на ось Y составляющих индуцированных скоростей:

вызванных $\gamma_\alpha(\sigma)$:

$$v'_{y\alpha} = \frac{A_0}{2}\cos\beta; \quad (349)$$

$$v''_{y\alpha} = \frac{A_0 \pi l}{2560t}(126b_1 - 90b_2 + 460b_3 - 180b_4 + 630b_5 + 334b_6]; \quad (350)$$

вызванных $\gamma_s(\sigma)$:

$$v'_{ys} = -\frac{A_0}{2}\sigma_0 \cos\beta; \quad (351)$$

$$v''_{ys} = \frac{A_1 \pi l}{2560t}(210b_1 - 120b_2 + 460b_3 - 120b_4 + 210b_5). \quad (352)$$

Проекции результирующих индуцированных скоростей в расчетных точках профиля:

$$\left. \begin{aligned} v_x &= v'_{x\alpha} + v''_{x\alpha} + v'_{xs} + v''_{xs}; \\ v_y &= v'_{y\alpha} + v''_{y\alpha} + v'_{ys} + v''_{ys}. \end{aligned} \right\} \quad (353)$$

Определение коэффициентов A_0 и A_1. Для вычисления индуцированных скоростей в расчетных точках необходимо знать коэффициенты A_0 и A_1, определяющие закон распределения вихрей вдоль профиля. В случае эллиптического закона, когда циркуляция вокруг профиля создается только за счет его кривизны, $A_0 = 0$ и $A_1 = \frac{4\Gamma}{\pi l}$.

При неэллиптическом законе распределения вихрей оба коэффициента A_0 и A_1 в выражениях (341) и (342) не равны нулю и подлежат определению. Для этого на заданные условия вычисляют суммарную циркуляцию вокруг профиля, пользуясь зависимостью (321).

В зависимости от быстроходности проектируемого рабочего колеса задаются отношением $\Gamma_\alpha/\Gamma = C' = 0 \div 1{,}0$. Для корневого сечения существенную роль в создании циркуляции играет угол атаки, поэтому можно принять $C' = 0{,}3 \div 0{,}6$. Задавшись величиной C', вычисляют Γ_α и Γ_s:

$$\Gamma_\alpha = C'\Gamma = \frac{\pi l A_0}{2}; \quad (354)$$

$$\Gamma_s = (1 - C')\Gamma = \frac{\pi l A_1}{4}. \quad (355)$$

Откуда получают:

$$A_0 = \frac{2\Gamma C'}{\pi l}; \quad (356)$$

$$A_1 = \frac{4(1 - C')\Gamma}{\pi l}. \quad (357)$$

В ходе вычисления коэффициентов уточняют угол установки профиля в решетке $\beta_{уст} = \beta_m - \alpha$. При принятой величине C' (Γ_α) определяют угол атаки, пользуясь выражением (324).

Можно также задаться изменением угла атаки $\alpha = f(r)$ вдоль размаха лопасти и по известной величине α найти значения Γ_α и коэффициентов A_0 и A_1.

Определение коэффициентов a и b. Коэффициенты $a(\sigma)$ и $b(\sigma)$ входят в расчетные формулы для вычисления составляющих индуцированных скоростей $v''_{x\alpha}$; v''_{xs}; $v''_{y\alpha}$; v''_{ys} в расчетных точках основного профиля. С целью упрощения вычисления этих коэффициентов составлена номограмма (рис. 118). Для этой цели на номограмму наносят хорду расчетного профиля $l_р$ под углом $\beta_{уст}$, предварительно пересчитав ее в масштабе номограммы:

$$l_{ном} = l_р \frac{t_н}{t_р} = \left(\frac{l}{t}\right)_р t_н, \quad (358)$$

где $t_н$ — шаг номограммы.

Вычисленную хорду $l_{ном}$ разбивают на шесть равных отрезков и отмечают точки 0; 1; 2; 3; 4; 5; 6, которые последовательно помещают в начало координат номограммы (где вихрь отсутствует). Значения коэффициентов a, b для соответствующих точек записывают в табл. 26. Так, например, для определения коэффициентов a_1, b_1 для всех расчетных точек σ_0 на хорде точку 1 $\left(-\frac{2}{3}\right)$ помещают в начало координат, и в табл. 26 записывают значения a_1, b_1 для точек -1; $-\frac{2}{3}$; $-\frac{1}{3}$; 0; $\frac{1}{3}$; $\frac{2}{3}$; 1 (рис. 119, *а*, *б*, *в*). При этом в точке $-\frac{2}{3}$: $a_1 = 0$ и $b_1 = 0$. Аналогично поступают для остальных точек, определяя знаки коэффициентов по схеме, приведенной на рис. 119. В табл. 26 точки на хорде, в которых определяют индуцированные

Построение профилей конечной толщины. В результате расчета получены бесконечно тонкие профили решеток. Построение профилей конечной толщины выполняют нерасчетным путем, используя выбранную максимальную толщину и закон распределения толщин одного из гидродинамических профилей, обладающих высокими энергетическими и кавитационными характеристиками (профили ВИГМ, *NACA*, *Clark*, *Hötingen* и др.). Выбрав определенный профиль (например, ВИГМ-15, табл. 24), вычисляют его координаты:

$$x = \bar{x}_т \frac{l_{пр}}{100\%}; \quad y = \bar{y}_т \frac{l_{пр}}{100\%} \frac{\delta_{max\,пр}\%}{\delta_{max\,т}\%}, \tag{364}$$

где $l_{пр}$ — длина профиля, замеренная вдоль его скелета; $\bar{x}_т$, $\bar{y}_т$ — табличные координаты принятого профиля, в %; $\delta_{max\,пр}\,\%$ — принятая максимальная толщина расчетного профиля; $\delta_{max\,т}\,\%$ — табличная максимальная толщина выбранного профиля.

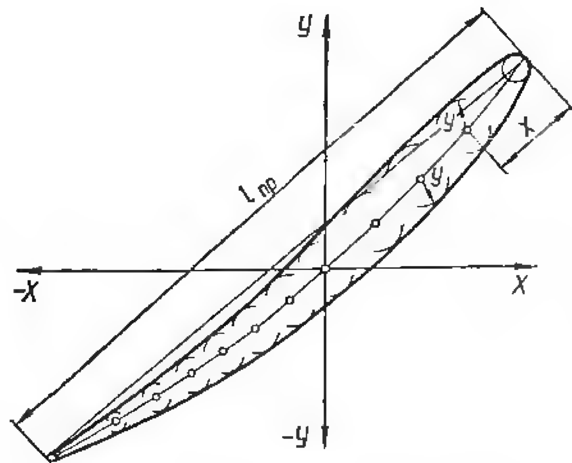


Рис. 121. Построение профиля конечной толщины.

Координату профиля x откладывают вдоль скелетной линии от входной кромки, а координату y — в соответствующих точках x по обе стороны (как радиус окружности) (рис. 121).

После построения профилей конечной толщины собирают лопасть (см. § 59).

Пример расчета лопастной системы рабочего колеса типа ПЛ30. Расчет выполнен на предполагаемый оптимальный режим ($Q'_I = 800$ *л/с*; $n'_I = 110$ *об/мин*). На оптимальном режиме приняты: $v_z = f(r) = \text{const}$; циркуляция на выходе из рабочего колеса изменяющейся от нуля у втулки до $+0{,}2\,\eta_г gH/\omega$ на периферии. Принято линейное изменение K_2 от нуля до $+0{,}2$ (см. табл. 25).

Форма полости и густота решеток заданы близкими номенклатурному рабочему колесу ПЛ30/587 $\left(\frac{d_{вт}}{D_1} = 0{,}45;\ z = 6\right)$; относительная максимальная толщина лопасти изменяется по линейному закону от втулки $\bar{\delta}_{max} = 8{,}4\%$ к периферии $\bar{\delta}_{max} = 2\%$; густота решетки принята у втулки $l/t = 1{,}45$, на периферии $1{,}16$; гидравлический КПД $\eta_г = 0{,}91$ (см. табл. 22, 23).

Отношение Γ_a/Γ для профилей решеток расчетных сечений принято по линейному закону: у втулки $\Gamma_a/\Gamma = 0{,}3$, на периферии $\Gamma_a/\Gamma = 0{,}1$. Принятые величины $l/t = f(r)$, $\Gamma_a/\Gamma = f(r)$; $K_2 = f(r)$ проектируемых решеток профилей представлены на рис. 122.

Расчет лопастной системы рабочего колеса выполнен вихревым методом для $D_1 = 1000$ *мм* и $H = 1$ *м* при помощи расчетных формул и в последовательности, в которой эти формулы изложены в § 57, 60. Данные расчета основных параметров решеток рабочего колеса помещены в табл. 25.

Таблица 25. **Расчет решеток рабочего колеса ПЛ30 $D_1 = 1000$ *мм*; $H = 1$ *м*; $Q'_I = 800$ *л/с*; $n'_I = 110$ *об/мин*; $\eta_г = 0{,}91$; $z = 6$**

Расчетные величины	Расчетные сечения				
	I	II	III	IV	V
r, *м*	0,485	0,43	0,375	0,32	0,265
$u = u_1 = u_2 = r\omega = \frac{\pi n'_I}{30}$, *м/с*	5,575	4,95	4,32	3,68	3,05
$K_2 = v_{u_2} u_2/\eta_г gH$	0,2	0,15	0,1	0,05	0
$v_{u_2} = K_2 \eta_г gH/u$, *м/с*	0,319	0,271	0,207	0,121	0
$v_{u_1} = v_{u_2} + \eta_г gH/u$, *м/с*	1,904	2,051	2,252	2,521	2,9
$v_z = Q'_I \Big/ \frac{\pi}{4}\left[1 - \left(\frac{d_{вт}}{D_1}\right)^2\right] D_1^2$, *м/с*	1,275	1,275	1,275	1,275	1,275
$\operatorname{tg}\beta_m = \frac{w_{mz}}{w_{mn}} = v_z/u - \frac{1}{2}(v_{u_1} + v_{u_2})$	0,261	0,337	0,387	0,542	0,796
β_m	14°38′	18°39′	21°9′	28°27′	38°31′
$\sin\beta_m$	0,2527	0,3193	0,3608	0,4764	0,6227
$\cos\beta_m$	0,9676	0,9475	0,9327	0,8792	0,7824
$w_m = \sqrt{w_{mn}^2 + w_{mz}^2} = \sqrt{\left[u - \frac{1}{2}(v_{u_1} + v_{u_2})\right]^2 + v_z^2}$, *м/с*	5,046	3,997	3,53	2,682	2,046
$w_{mx} = w_m \cos\beta_m$, *м/с*	—4,883	—3,789	—3,296	—2,359	—1,6
$w_{my} = w_m \sin\beta_m + v_z$, *м/с*	—1,285	1,275	1,275	1,275	1,275
l/t	1,15	1,23	1,31	1,385	1,46
t/l	0,87	0,813	0,762	0,722	0,685
$t = 2\pi r/z$, *м*	0,507	0,45	0,393	0,385	0,277
$l = \frac{l}{t} \cdot t$, *м*	0,582	0,554	0,515	0,464	0,403
$l/6$, *м*	0,097	0,0922	0,0859	0,0774	0,0672
$\Gamma = \frac{60\eta_г gH}{zn} = t(v_{u_1} - v_{u_2})$, *м²/с*	0,804	0,804	0,804	0,804	0,804
$C' = \frac{\Gamma_a}{\Gamma}$	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
$\Gamma_a = C'\Gamma$, *м²/с*	0,0804	0,1205	0,168	0,2005	0,241
$\Gamma_s = \Gamma - \Gamma a$, *м²/с*	0,724	0,6835	0,643	0,6035	0,563
$A_0 = \frac{2\Gamma_a}{\pi l}$, *м/с*	0,088	0,139	0,199	0,276	0,381
$A_1 = \frac{4\Gamma_s}{\pi l}$, *м/с*	1,585	1,57	1,595	1,65	1,775
$\sin\alpha = A_0/2Kw_m$	0,00448	0,0107	0,0195	0,0486	0,0852

Продолжение табл. 25

Расчетные величины	Расчетные сечения				
	I	II	III	IV	V
α	15′	37′	1°7′	2° 47′	4°53′
K	1,97	1,65	1,31	1,06	0,82
$\beta_{уст} = \beta_m - \alpha$	14°23′	18°2′	20°2′	25°40′	33°39′
δ_{max} %	2,0	3,6	5,2	6,8	8,4

В качестве примера приведена последовательность расчета решетки корневого сечения V — V. Остальные решетки рассчитываются аналогично.

Определение угла установки профиля. При определении угла установки профиля в решетке $\beta_{уст}$ использован метод последовательных приближений. Для сечения V — V в нулевом приближении угол установки принят $\beta_{уст} = \beta_m = 38°31'$. По номограмме Вейнига (рис. 108) для $\beta_{уст} = 38°31'$ и $t/l = 0,685$ коэффициент влияния решетки $K = 0,7$.

При помощи зависимости (324) вычислен $\sin\alpha = 0,091$ и найден угол атаки $\alpha^{(1)} = 5°10'$.

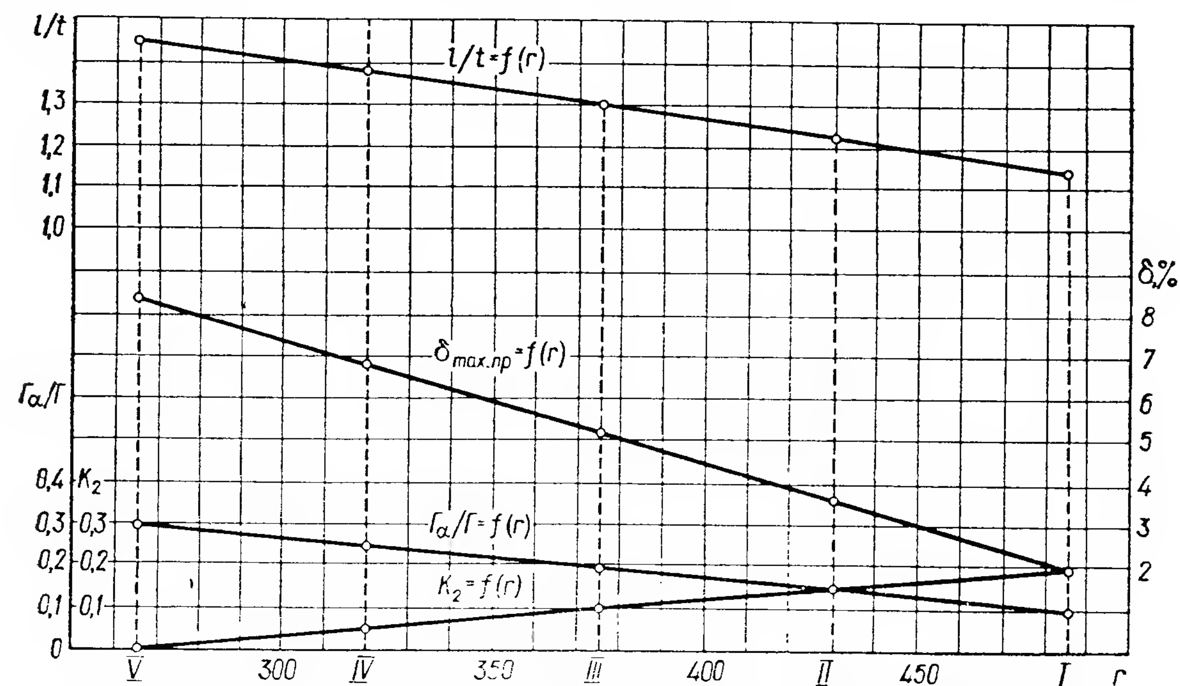


Рис. 122. Исходные данные лопастной системы рабочего колеса ПЛ30.

В результате получен угол установки профиля в первом приближении $\beta'_{уст} = \beta_m - \alpha^{(1)} = 38°31' - 5°10' = 33°2'$ и по номограмме определено первое приближение коэффициента $K^{(1)} = 0,865$ для $\beta^{(1)}_{уст} = 33°2'$ и $l/t = 0,685$. Вычислен угол атаки во втором приближении $\sin\alpha^{(2)} = \dfrac{0,381}{2 \cdot 0,865 \cdot 2,046} = 0,0845$, $\alpha^{(2)} = 4°51'$ и определен угол установки: $\beta^{(2)}_{уст} = 38°31' - 4°51' = 33°40'$. Коэффициент влияния решетки во втором приближении $K^{(2)} = 0,82$. Угол атаки в третьем приближении $\sin\alpha = \dfrac{0,381}{2 \cdot 0,82 \cdot 2,046} = 0,0852$; $\alpha^{(3)} = 4°53'$.

Принято $\alpha^{(3)} = 4°53'$ и $\beta^{(3)}_{уст} = 38°31' - 4°53' = 33°39'$.

Определение коэффициентов a и b. По известному шагу номограммы $t_н = 0,392$ м пересчитана длина хорды расчетного профиля в масштабе номограммы $l_н = (l/t)\, t_н = 1,46 \cdot 0,392 = 0,572$ *м*. Полученная хорда разбита на шесть равных частей $\left(\dfrac{l}{6} = 0,0955 \text{ м}\right)$, и на ней намечены расчетные точки. Для расчетных точек хорды по номограмме определены значения коэффициентов a и b (см. табл. 26) в последовательности, изложенной в § 60.

Таблица 26. **Значения коэффициентов a и b в расчетных точках хорды профиля (расчетное сечение V — V)**

Коэффициенты	Точки σ	Значения коэффициентов в расчетных точках σ_0 профиля						
		−1	−2/3	−1/3	0	1/3	2/3	1
a_0	−1	0	0,078	0,176	0,318	0,413	0,436	0,438
a_1	−2/3	−0,078	0	0,078	0,176	0,318	0,413	0,436
a_2	−1/3	−0,176	−0,078	0	0,078	0,176	0,318	0,413
a_3	0	−0,318	−0,176	−0,078	0	0,078	0,176	0,318
a_4	1/3	−0,413	−0,318	−0,176	−0,078	0	0,078	0,176
a_5	2/3	−0,436	−0,413	−0,318	−0,176	−0,078	0	0,078
a_6	1	−0,438	−0,436	−0,413	−0,318	−0,176	−0,078	0
b_0	−1	0	0,103	0,188	0,211	0,16	0,116	0,087
b_1	−2/3	−0,103	0	0,103	0,188	0,211	0,16	0,116
b_2	−1/3	−0,188	−0,103	0	0,103	0,188	0,211	0,16
b_3	0	−0,211	−0,188	−0,103	0	0,103	0,188	0,211
b_4	1/3	−0,16	−0,211	−0,188	−0,103	0	0,103	0,188
b_5	2/3	−0,116	−0,16	−0,211	−0,188	−0,103	0	0,103
b_6	1	−0,087	−0,116	−0,16	−0,211	−0,188	−0,103	0

Вычисление индуцированных скоростей. Скорости вычислены по формулам (344) — (353) и (359), (360). Координаты тонкого профиля определены при помощи зависимостей (361) — (363). Данные расчета сечения V — V помещены в табл. 27.

Построение профиля конечной толщины. Закон распределения толщин вдоль профиля принят аналогично профилю ВИГМ-15 (20%) (табл. 24). Табличные значения $\bar{x}_т$ и $\bar{y}_т$ профиля пересчитаны для сечения V — V ($l_{пр} = 0,402$ *м* и $\delta_{max} = 8,4\%$) при помощи выражения (364) и записаны в табл. 28.

Таблица 28. **Построение профиля конечной толщины (сечение V — V, $D_1 = 1000$ *мм*)**

x, *мм*	y, *мм*	x, *мм*	y, *мм*	x, *мм*	y, *мм*
5,02	4,57	60,4	13,65	281	9,96
10,05	6,75	80,4	15,2	322	6,75
20,1	9,15	120,5	16,55	362	3,38
30,15	10,62	201	14,85	372	2,03
40,2	11,98	241	12,65	403	0

Таблица 27. **Определение скоростей и координат профиля (сечение V — V)**

Номера строк	Расчетные величины	Значение расчетных величин в точках σ_0						
		1	−2/3	−1/3	0	1/3	2/3	1
1	v'_{xa}	−0,1055	−0,1055	−0,1055	−0,1055	−0,1055	−0,1055	−0,1055
2	$126a_1$	−9,83	0	9,83	22,2	40,1	52	55,2
3	$-90a_2$	15,85	7,02	−0	−7,02	−15,85	−28,6	−37,2
4	$460a_3$	−146,3	−81	−35,9	0	35,9	81	146,3
5	$-180a_4$	76,1	58,5	32,4	14,31	0	−14,31	−32,4
6	$630a_5$	−274,5	−261	−200,5	−111	−49,2	0	49,2
7	$334a_6$	−146,3	−145,6	−137,8	−106,1	−58,7	−26,05	0
8	$\sum [2] - [7]$	−484,98	−422,08	−331,97	−187,59	−47,75	64,04	181,1
9	v''_{xa}	−0,331	−0,288	−0,227	−0,1284	−0,0327	0,0437	0,124
10	v'_{xs}	−0,491	−0,328	−0,164	0	0,164	0,328	0,491
11	$210a_1$	−16,35	0	16,35	37	66,9	87	91,5
12	$-120a_2$	21,5	9,36	0	−9,36	−21,15	−38,2	−49,6
13	$460a_3$	−146,3	−81	−35,9	0	35,9	81	146,3
14	$-120a_4$	49,6	38,2	21,15	9,36	0	−9,36	−21,15
15	$210a_5$	−91,5	−87	−66,9	−37	−16,35	0	16,35
16	$\sum [11] - [15]$	−183,4	−120,44	−65,3	0	65,3	120,44	183,4
17	v''_{xs}	−0,584	−0,383	−0,0208	0	0,0208	0,383	0,584
18	w_{mx}	−1,6	−1,6	−1,6	−1,6	−1,6	−1,6	−1,6
19	$w_x = \sum [1] + [9] + [10] + [17] + [18]$	−3,1115	−2,7047	−2,1173	−1,8339	−1,5534	−0,9508	−0,5065
20	v'_{ya}	0,1585	0,1585	0,1585	0,1585	0,1585	0,1585	0,1585
21	$126b_1$	−12,95	0	12,95	23,68	26,58	20,1	14,6
22	$-90b_2$	16,92	9,28	0	−9,28	−16,92	−19	−14,4
23	$460b_3$	−97	−86,5	−47,4	0	47,4	86,5	97
24	$-180b_4$	−28,8	38	33,8	18,54	0	−18,54	−33,8
25	$630b_5$	−73	−100,8	−133	−118,4	−64,8	0	64,8
26	$334b_6$	−29,1	−38,8	−53,5	−70,5	−62,8	−34,4	0
27	$\sum [21] + [26]$	−166,33	−178,82	−187,15	−155,96	−70,54	34,66	128,2
28	v''_{ya}	−0,1135	−0,122	−0,128	−0,1064	−0,0481	0,0237	0,0875
29	v'_{ys}	−0,74	0,494	0,247	0	−0,247	−0,494	−0,74
30	$210b_1$	−21,6	0	21,6	39,4	44,3	33,5	24,38
31	$-120b_2$	22,5	12,35	0	12,35	−22,5	−25,3	−19,2
32	$460b_3$	−97	−86,3	−47,4	0	47,4	86,3	97
33	$-120b_4$	19,2	25,3	22,5	12,35	0	−12,35	−22,5
34	$210b_5$	−24,38	−33,5	−44,3	−39,4	−21,6	0	21,6
35	$\sum [30] + [34]$	−101,28	−82,15	−47,6	0	47,6	82,15	101,28
36	v''_{ys}	−0,322	−0,261	−0,151	0	0,151	0,261	0,322
37	w_{my}	−1,275	−1,275	−1,275	−1,275	−1,275	−1,275	−1,275
38	$w_y = \sum [20] + [28] + [29] + [36] + [37]$	−0,812	−1,0055	−1,1485	−1,223	−1,2616	−1,326	−1,447
39	w_x^2	9,678	7,312	4,482	3,354	2,412	0,904	0,2565
40	w_y^2	0,6593	1,010	1,318	1,495	1,593	1,758	2,094
41	$w_x^2 + w_y^2$	10,337	8,322	5,8	4,849	4,005	2,662	2,3505
42	$w = w_x^2 + w_y^2$	3,214	2,884	2,408	2,202	2,001	1,632	1,533
43	$\cos\beta = w_x/w$	0,97	0,944	0,878	0,833	0,779	0,528	0,33
44	$\frac{1}{2}(\cos\beta_u + \cos\beta_{u+1})$		0,957	0,911	0,856	0,806	0,653	0,429
45	$l/6$ [44]		0,0644	0,0612	0,0576	0,0542	0,044	0,0289
46	x	−0,1832	−0,1188	−0,0576	0	0,0542	0,0982	0,1271
47	$\sin\beta = w_y/w$	0,254	0,348	0,477	0,557	0,631	0,812	0,946
48	$\frac{1}{2}(\sin\beta_u + \sin\beta_{u+1})$	0,301	0,412	0,517	0,594	0,721	0,879	
49	$l/6$ [48]	0,0202	0,0277	0,0348	0,0398	0,0485	0,059	
50	y	−0,0827	−0,0625	−0,0348	0	0,0398	0,0883	0,1473

Примечание. В квадратных скобках указаны номера строк, из которых в расчетные выражения подставляют требуемые величины.

Расчет решеток профилей конечной толщины при помощи метода особенностей

Проектирование решетки профилей конечной толщины на заданные условия при помощи метода особенностей выполняется аналогично изложенному методу расчета решеток бесконечно тонких профилей. Оба метода разработаны Лесохиным А. Ф. и подробно изложены в [7; 28]. В отличие от вихревого метода расчетный профиль конечной толщины по своему воздействию на поток представляют системой вихрей и источников-стоков, расположенных на средней линии профиля.

Заданы следующие величины: густота l/t рассчитываемой решетки; скорость w_m невозмущенного потока; расчетная циркуляция вокруг профиля Г; относительная максимальная толщина δ_{max} профиля и закон распределения толщины вдоль профиля; характер распределения скоростей на профиле и др.

На заданные параметры рассчитывают решетки профилей конечной толщины; расчетом определяют распределения скоростей и давлений на профиле на расчетном режиме, значения кавитационного коэффициента и силу сопротивления решетки при безотрывном обтекании (точка схода потока с профиля находится на его выходной кромке).

Порядок расчета следующий [7; 28]:

1. Задание закона распределения особенностей $\gamma(s)$ и $q(s)$ на средней линии проектируемого профиля.
2. Расчет и построение скелета профиля.
3. Расчет и построение контура профиля конечной толщины.
4. Определение скоростей и давлений на контуре профиля в решетке.
5. Вычисление кавитационного коэффициента.
6. Вычисление коэффициента сопротивления профиля.

Метод проектирования решеток профилей конечной толщины запрограммирован на ЭВМ. Он позволяет на заданные условия проектировать высокоэффективные лопастные системы осевых рабочих колес.

Глава VIII. ДИАГОНАЛЬНЫЕ ПОВОРОТНОЛОПАСТНЫЕ ГИДРОТУРБИНЫ

§ 61. Область применения и перспективы развития диагональных гидротурбин

Широкое применение осевых поворотнолопастных гидротурбин, имеющих двойное регулирование, объясняется их высоким КПД при изменении мощности и напора на турбине. Среднеэксплуатационный КПД осевых поворотнолопастных турбин выше, чем радиально-осевых (рис. 123, *а*). Кроме того, в радиально-осевых гидро-

турбинах на режимах частичной нагрузки может иметь место значительная нестационарность потока. Пульсации давления в потоке на выходе из рабочего колеса и в отсасывающей трубе являются причиной вибраций агрегата, и для их уменьшения приходится впускать в турбину воздух (в основном под рабочее колесо) или ограничивать изменение нагрузки на агрегат в пределах от 60 до 100% расчетной мощности. Указанный недостаток жестколопастных турбин практически отсутствует у поворотнолопастных турбин. Однако

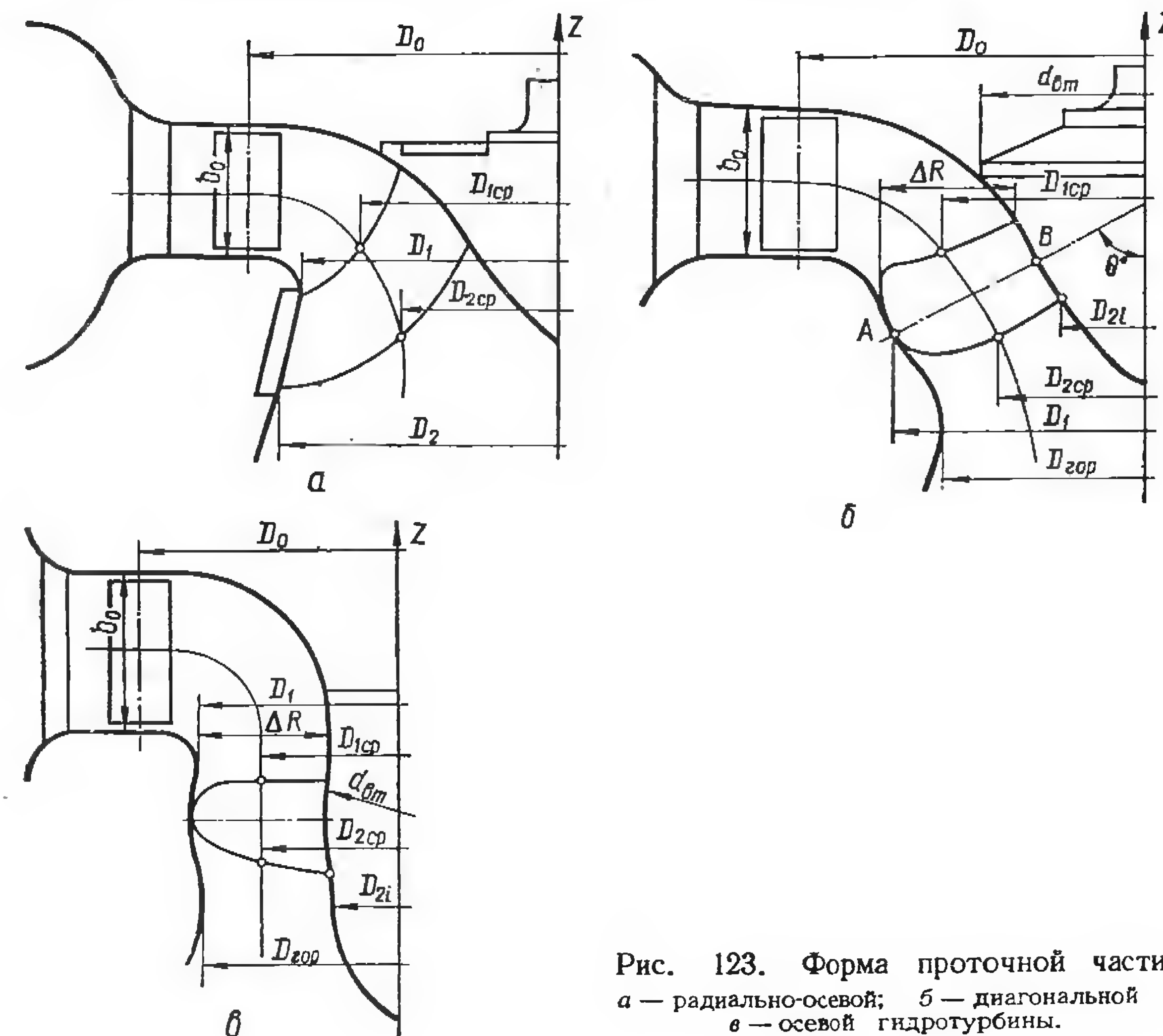


Рис. 123. Форма проточной части: *а* — радиально-осевой; *б* — диагональной и *в* — осевой гидротурбины.

применение осевых поворотнолопастных гидротурбин (рис. 123, *в*) целесообразно при напорах не более 60 ÷ 70 *м*. При более высоких напорах быстроходность осевых турбин снижается, а их установка на ГЭС требует большого заглубления под нижний бьеф. В связи с этим назрела необходимость создания новых типов поворотнолопастных гидротурбин для напоров выше 50 ÷ 60 *м* и больших изменений нагрузки. В 50-х годах [10] были разработаны диагональные поворотнолопастные гидротурбины (рис. 123, *б*), которые имеют еще более плавные рабочие характеристики и высокий КПД, чем осевые поворотнолопастные и обладают лучшими кавитационными качествами (в § 6; 7 приведены некоторые данные новых типов совре-

менных гидротурбин, в том числе и диагональных). Благодаря ряду преимуществ по сравнению с другими типами реактивных гидротурбин, диагональные гидротурбины, в том числе и обратимые, в настоящее время применяют в диапазоне напоров $H = 30 \div 150$ *м*.

Диагональные гидротурбины обычно сравнивают с осевыми поворотнолопастными в диапазоне напоров $H = 35 \div 80$ *м* и с радиально-осевыми при $H = 40 \div 170$ *м*. При напорах $H > 50$ *м* диагональные турбины, как правило, превосходят высоконапорные осевые поворотнолопастные по значениям максимального и среднеэксплуатационного КПД и кавитационным качествам. Кроме того, они имеют значительно меньшее осевое усилие, действующее на рабочее колесо, и меньшие разгонные обороты, но несколько уступают осевым турбинам по оборотности. По оценкам некоторых специалистов диагональные поворотнолопастные гидротурбины более сложные в изготовлении. Следует, однако, подчеркнуть, что эти суждения основаны главным образом на опыте изготовления в 1965 г. первой отечественной диагональной гидротурбины с коническим направляющим аппаратом для условий Бухтарминской ГЭС. В настоящее время диагональные гидротурбины изготовляют с радиальным (цилиндрическим) направляющим аппаратом, так что их конструкция мало чем отличается от обычной поворотнолопастной осевой гидротурбины.

В диапазоне напоров $H = 40 \div 170$ *м* диагональные гидротурбины при значительных колебаниях мощности и напора превосходят радиально-осевые по значению среднеэксплуатационного КПД, способности к перегрузке, имеют бо́льшую быстроходность, но уступают им по кавитационным качествам и стоимостным показателям.

В настоящее время существует определенная классификация диагональных гидротурбин по напорам и гидравлическим показателям: ДПЛ-60 на напоры $H = 35 \div 60$ *м*; ДПЛ-45 на $H = 50 \div 120$ *м*. ДПЛ-30 на $H = 120 : 200$.

Отличительной особенностью диагональных рабочих колес является наклонное расположение лопастей под углом θ к оси турбины. Так как лопасти диагональных рабочих колес поворотные, то для обеспечения минимальных зазоров камера и втулка рабочего колеса выполняются сферическими (рис. 123,б). Угол наклона лопастей различных по быстроходности диагональных гидротурбин имеет три значения: $\theta = 60°$; 45° и 30°, а их число $z = 7 \div 14$. Чем больше угол θ, тем ближе диагональная турбина приближается к осевой, у которой $\theta = 90°$. И наоборот, с уменьшением угла θ входная и выходная кромки разворачиваются в радиальном направлении (для центростремительной турбины $\theta = 0°$). Таким образом, чем меньше угол θ, тем на большие напоры устанавливаются диагональные гидротурбины.

В табл. 29,30 приведены некоторые данные диагональных гидротурбин, предлагаемых для включения в номенклатуру [10]. Применение диагональных поворотнолопастных гидротурбин для конкретных условий проектируемой ГЭС может привести к повышению тех-

Таблица 29. **Основные параметры диагональных и осевых гидротурбин на напоры $H = 30 \div 80$ м**

Типы рабочих колес	Диапазон напоров H, м	Относительная высота направляющего аппарата b_0/D_1	Втулочное отношение $\bar{d} = d_{вт}/D_1$	Число лопастей z	Относительная высота отсасывающей трубы h/D_1	Приведенный расход Q'_I, л/с	Приведенные обороты n'_I, об/мин	Кавитационный коэффициент турбины $\sigma_т$ при $Q'_{I\,max}$
Д60-1	30—40	0,375	0,5	7	2,3	1400	110	0,3
ПЛ40	20—40	0,375	0,42—0,45	6	1,9	1700—1240	115	0,68—0,4
Д60-2	35—40	0,375	0,5	8	2,3	1550—1300	105	0,35—0,27
ПЛ50	30—50	0,375	0,47—0,49	7	1,9	1400—1110	108	0,5—0,33
Д45-14	40—60	0,35	0,65	8—10	1,9	1420—1250	90	0,33—0,226
ПЛ60	40—60	0,35	0,61—0,54	8	1,9	1240—1040	100	0,4—0,28
Д45-14а	60—80	0,35	0,64	10	1,9	1330—1130	90	0,3—0,24
ПЛ70	45—70	0,35	0,57	8	1,9	1150—940	100	0,37—0,23
Д45-14б	60—80	0,35	0,65	10	1,9	1200—1030	90	0,28—0,18
ПЛ80	50—80	0,35	0,6	8	1,9	1075—930	100	0,33—0,2

Таблица 30. **Основные параметры диагональных и радиально-осевых гидротурбин на напоры $H = 35 \div 170$ м**

Типы рабочих колес	Диапазон напоров, H, м	Относительная высота направляющего аппарата b_0/D_1	Относительная высота отсасывающей трубы h/D_1	Приведенный расход Q'_I, л/с	Приведенные обороты n'_I, об/мин	Кавитационный коэффициент турбины $\sigma_т$ при $Q'_{I\,max}$
Д60-2	30—50	0,375	1,9	1600—1500	105	0,36—0,32
Р045	35—45	0,35	2,6	1400—1370	78	0,27—0,23
Д45-14	50—80	0,35	1,9	1500—1380	90	0,38—0,33
Р075	40—75	0,3	2,6	1370—1250	73	0,243—0,16
Д45-14а	80—110	0,3	1,9	1380—1250	90	0,33—0,26
Р0115	70—115	0,25	2,6	1250—1050	70	0,168—0,097
Д30-6	110—170	0,2	1,9	1150—750	80—75	0,13—0,09
Р0170	110—170	0,2	2,6	1030—650	68	0,1—0,06

нико-экономических показателей энергетического оборудования и станций. Однако в каждом конкретном случае это необходимо обосновать подробными экономическими расчетами.

§ 62. Сравнение диагональных, осевых поворотнолопастных и радиально-осевых гидротурбин

Прежде чем перейти к сопоставлению энергетических и кавитационных характеристик различных турбин, следует рассмотреть отличительные особенности их проточных частей на примере диаго-

нальной (рис. 123, *б*) и осевой (рис. 123, *в*) поворотнолопастных гидротурбин с радиальным направляющим аппаратом, которые спроектированы для условий одной и той же ГЭС ($H_р = 55$ *м*). Быстроходность турбин принята одинаковой ($n_s = 350$); угол наклона лопастей θ диагональной турбины равен 60°; площадь потока на выходе из рабочего колеса такая же, как и у осевого рабочего колеса. Диагональная поворотнолопастная гидротурбина обладает такими особенностями:

1. Благодаря наклонному расположению лопастей проточная часть диагональной турбины (рис. 124, *а*) менее искривлена; поэтому при движении потока из направляющего аппарата в отсасывающую трубу гидравлические потери меньше. Втулка рабочего колеса у диагональной турбины короче, что приводит к уменьшению потерь трения.

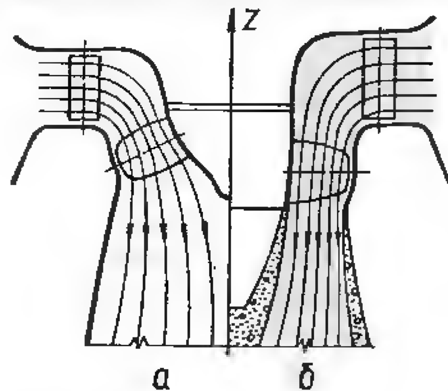


Рис. 124. Меридиональный поток турбин:
а — диагональной; *б* — осевой.

2. Так как величина D_{2i} у диагональной турбины меньше, чем у осевой при одной и той же выходной площади рабочих колес, значение $D_{2\,ср}$ у диагональной меньше, чем у осевой турбины (рис. 124, *б*). Следовательно, окружная и относительная скорости потока на средней поверхности тока у диагонального рабочего колеса меньше, в результате чего его кавитационные качества могут быть выше.

3. При одной и той же площади потока на выходе из сравниваемых рабочих колес площадь на входе в диагональное рабочее колесо примерно на 30% больше (при $\theta = 60°$), чем у осевого рабочего колеса. Увеличение входной площади приводит к уменьшению скоростей потока на входе в рабочее колесо и, как следствие, к улучшению энергокавитационных характеристик. Площадь проходного сечения рабочего колеса зависит от угла наклона лопастей θ и среднего диаметра втулки рабочего колеса:

$$\overline{F}_{AB} = \frac{F_{AB}}{D_1^2} = \frac{\pi}{4}\,\frac{1-\overline{d}^2}{\sin\theta}. \qquad (365)$$

sin θ = 1 – max.

У осевой турбины $\theta = 90°$ и величина $\overline{F}_{AB}$ минимальна.

4. Так как на средней поверхности тока диагонального рабочего колеса окружная скорость больше, а абсолютная на входе в диагональное рабочее меньше, чем у осевой турбины, то относительная скорость потока в рабочем колесе мало изменяется по направлению. Вследствие этого, у диагонального рабочего колеса углы β_1 и β_2 примерно одинаковы, в то время как у осевого $\beta_1 > \beta_2$. В результате при повороте лопастей в процессе регулирования углы β_1 и β_2 изменяются на одну и ту же величину. При уменьшении расхода через турбину углы β_1 и β_2 уменьшаются, что обеспечивает более высокие

значения КПД при малых нагрузках по сравнению с осевой турбиной.

Незначительное отличие углов β_1 и β_2 улучшает кавитационные характеристики диагональной турбины, так как зона максимального разрежения на лопастях смещается к выходу из рабочего колеса.

5. В осевых поворотнолопастных турбинах для улучшения КПД и уменьшения щелевой кавитации зазоры между пером лопасти, камерой и втулкой при различных углах установки лопастей рабочего колеса должны быть минимальными, что возможно, если камера и втулка имеют сферическую форму. Однако при этом возникает значительное искривление линий тока в осевом рабочем колесе в зоне низкого давления (рис. 124, *б*), что ухудшает кавитационный коэффициент турбины. Втулка диагонального рабочего колеса имеет больший радиус сферы, в результате чего искривление потока меньше. Кроме того, сферическая поверхность втулки расположена выше по потоку в зоне достаточно больших давлений, что уменьшает опасность возникновения кавитации у втулки рабочего колеса.

6. По мере увеличения напора растет число лопастей и уменьшается быстроходность турбины. При увеличении диаметра втулки размер лопасти в радиальном направлении уменьшается (рис. 123). В диагональном рабочем колесе это достигается проще по сравнению с осевым рабочим колесом; при этом средние скорости потока в нем не увеличиваются, так как величина $R_{i\,ср}$ остается достаточно большой.

7. При увеличении частоты вращения диагонального рабочего колеса и выходе агрегата в разгон составляющая центробежных сил, действующих на поток, направлена против течения, в результате расход и разгонная частота вращения диагональной турбины меньше, чем осевой. Меньшая разгонная частота вращения диагональной турбины позволяет применить более легкий и дешевый генератор.

8. Уплотнение диагонального рабочего колеса размещается на большем диаметре по сравнению с осевым рабочим колесом, что существенно снижает давление над втулкой рабочего колеса и величину гидравлического осевого усилия. Следовательно, в случае применения диагональной турбины размеры подпятника агрегата и потери энергии в нем уменьшаются.

Перечисленные особенности обеспечивают улучшение энергетических и кавитационных характеристик диагональных турбин по сравнению с осевыми высоконапорными.

Как показали результаты модельных исследований, проведенных в СССР [10] и за рубежом, КПД диагональной турбины примерно на 1,5 ÷ 2,5% выше, чем осевой. Сравнение характеристик диагональных, осевых и радиально-осевых гидротурбин на одинаковые напоры представлено на рис. 125 и 126.

При отработанной лопастной системе оптимальный гидравлический КПД радиально-осевой турбины больше. Однако дисковые потери радиально-осевой гидротурбины составляют значительную

величину, в то время как у диагональной турбины они равны нулю. Кавитационные качества радиально-осевых быстроходных турбин выше, поскольку число лопастей и площадь потока на выходе из рабочего колеса больше, чем у диагональной турбины. Высоты отсасывающих труб сравниваемых турбин разные: у диагональных гидротурбин $(2 \div 2{,}3)\, D_1$, у радиально-осевых $2{,}6 D_1$. Таким образом, несмотря на меньшую высоту отсасывания диагональной турбины, ее заглубление не намного больше, чем радиально-осевой турбины.

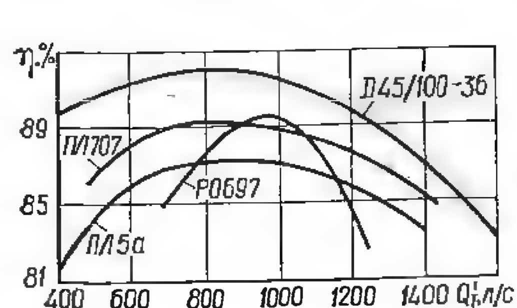


Рис. 125. Энергетические характеристики гидротурбин ПЛ; ДПЛ и Р-0 $\eta = f(Q'_1)$, построенные при $n'_1 = \text{const}$.

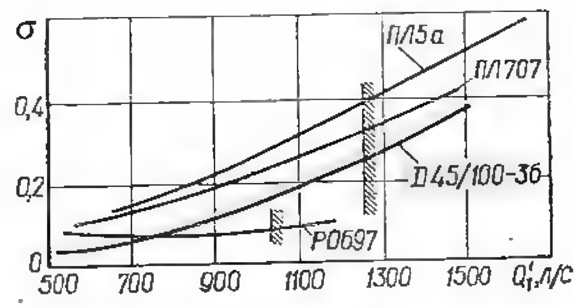


Рис. 126. Кавитационные характеристики гидротурбин ДПЛ, ПЛ и Р-0 $\sigma = f(Q'_1)$, построенные при $n'_1 = \text{const}$.

В заключение следует отметить, что целесообразность применения диагональных поворотнолопастных турбин необходимо обосновать в каждом конкретном случае в сопоставлении с технико-экономическими показателями осевой или радиально-осевой гидротурбин для условий проектируемой ГЭС.

§ 63. Основные геометрические и гидравлические параметры диагональных гидротурбин ДПЛ60; ДПЛ45 и ДПЛ30

Из анализа данных экспериментальных исследований следует, что форма проточной части диагональной гидротурбины существенно влияет на ее быстроходность, энергетические и кавитационные характеристики. В зависимости от диапазона напоров диагональные турбины подразделяют на низконапорные — ДПЛ60, $\theta = 60°$ ($H = 25 \div 60$ *м*), средненапорные — ДПЛ45, $\theta = 45°$ ($H = 60 \div 120$ *м*); высоконапорные — ДПЛ30, $\theta = 30°$ ($H = 120 \div 200$ *м*).

Первые диагональные гидротурбины имели конический направляющий аппарат и развернутую под углом спиральную камеру (например, Бухтарминская опытная диагональная турбина). Как показали последующие исследования, применение цилиндрического направляющего аппарата не вызывает ухудшения энергокавитационных характеристик. В настоящее время диагональные турбины изготовляют с радиальным (цилиндрическим) направляющим аппаратом, так как он технологически проще конического направляющего аппарата.

Характерными параметрами проточной части диагональной турбины являются: угол θ наклона лопастей рабочего колеса по отношению к оси турбины; втулочное отношение $d_{вт}/D_1$; относительная высота направляющего аппарата b_0/D_1; относительный средний диаметр $D_{ср}$ расположения входной кромки и ширина лопасти; диаметр горловины и радиус ее закругления.

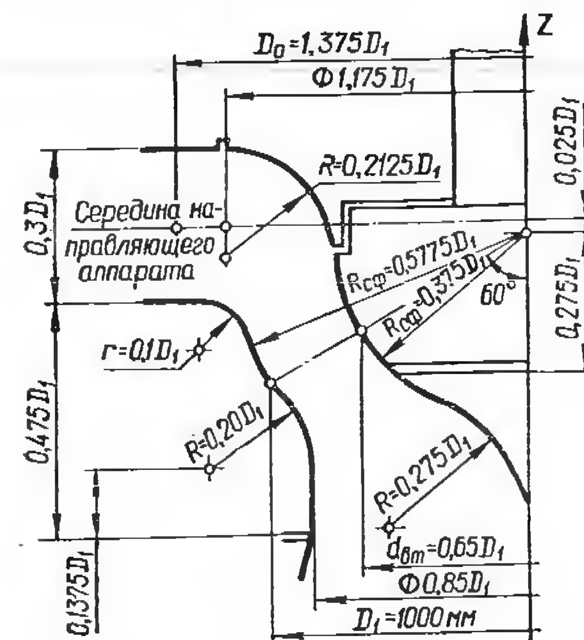


Рис. 127. Проточная часть турбины ДПЛ 60.

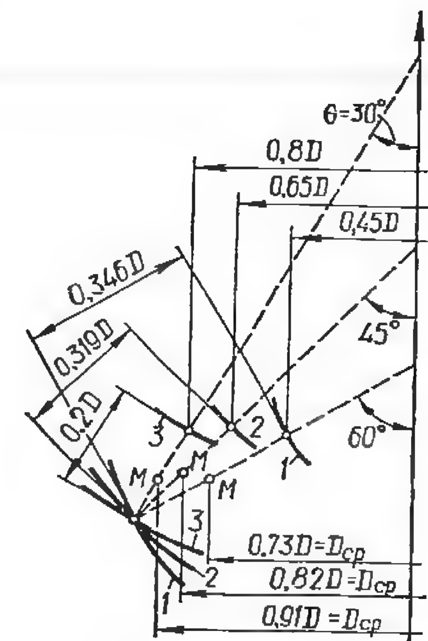


Рис. 128. Сравнение полостей гидротурбин:
1 — ДПЛ60; *2* — ДПЛ45; *3* — ДПЛ30.

В результате многолетних исследований диагональных турбин в Московском энергетическом институте и во ВНИИГидромаш разработаны рекомендации по выбору очертаний проточной части турбин для различных напоров. На рис. 127 изображена проточная часть диагональной турбины на напор $H = 60$ *м*. При переходе к сериям рабочих колес ДПЛ45 и ДПЛ30 проточная часть изменяется (рис. 128). При этом одновременно уменьшается относительная ширина $\overline{B_1}$ лопасти [10; 28]. Между величинами $d_{вт}$ и $\overline{B_1}$ существует зависимость (рис. 129):

$$\left.\begin{aligned} d_{вт} &= D - 2B_1 \sin\theta; \\ \bar{d} &= d_{вт}/D = 1 - 2\overline{B_1} \sin\theta. \end{aligned}\right\} \qquad (366)$$

Относительная ширина лопасти

$$\overline{B_1} = \frac{1 - \bar{d}}{2 \sin\theta}. \qquad (367)$$

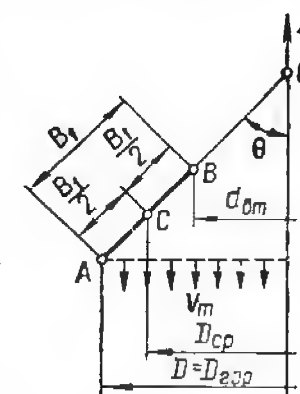


Рис. 129. Связь между втулочным отношением и шириной лопасти.

Уменьшение значения θ и увеличение $\bar{d}$ с ростом напора приводят к сокращению относительной ширины лопасти и снижению быстроходности турбины (см. табл. 31).

При увеличении диаметра горловины рабочего колеса кавитационные характеристики диагональной турбины улучшаются. Так,

например для рабочего колеса Д60 изменение $D_{гор}$ от $0,85\,D_1$ до $0,9D_1$ привело к росту максимального КПД на 1,5% и уменьшению кавитационного коэффициента на 0,08 (при $Q_I' = 1000$ л/с). На кавитационные показатели диагональной турбины влияет также очертание горловины. Во избежание отрыва потока радиус закругления горловины должен быть не менее $0,2D_1$. Установка цилиндрического патрубка длиной $0,18D_1$ перед входом в отсасывающую трубу

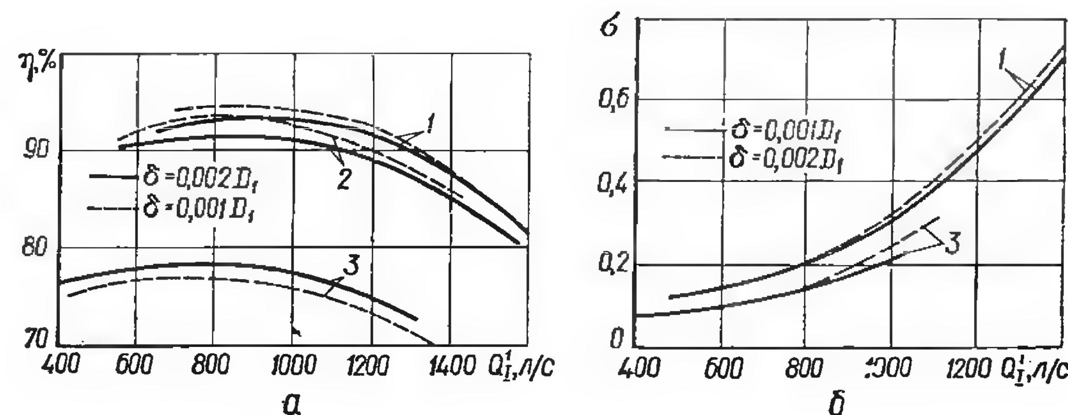


Рис. 130. Влияние зазора на характеристики турбины ДПЛ:
а — энергетические; *б* — кавитационные;
$1 - n_I' = 110$ об/мин; $2 - n_I' = 90$ об/мин; $3 - n_I' = 70$ об/мин.

приводит к дальнейшему улучшению кавитационных показателей (аналогичные результаты получены при исследовании высоконапорных радиально-осевых и осевых гидротурбин).

Существенное влияние на энергетические и кавитационные характеристики диагональных турбин оказывает зазор между лопастями и камерой рабочего колеса. Увеличение зазора ведет к резкому падению энергокавитационных показателей турбины, что объясняется ухудшением обтекания периферийных элементов лопастей (рис. 130, *а*, *б*). При эксплуатации диагональных турбин необходимо обращать особое внимание на величину торцевого зазора. По имеющимся рекомендациям [10] его величина должна быть порядка $0,05 \cdot 10^{-3}\,D$.

Основные параметры диагональных гидротурбин представлены в табл. 31. Они могут быть использованы при проектировании натурных гидротурбин и расчете новых типов рабочих колес.

§ 64. Выбор расчетных параметров рабочих колес

При проектировании рабочего колеса необходимо обоснованно задать исходные расчетные параметры и выбрать соответствующий метод расчета лопастной системы. Расчетные параметры принимают на основании опытных данных лучших диагональных рабочих колес (табл. 31). Необходимо задаться: значениями приведенных величин Q_I' и n_I' на оптимальном режиме; очертанием проточной части; формой меридионального потока; распределением момента скорости

на входе и выходе из рабочего колеса; густотой решеток профилей у втулки и на периферии рабочего колеса в зависимости от приведенных оборотов и кавитационного коэффициента турбины; величиной максимальной толщины лопасти и ее распределением вдоль профиля.

При проектировании рабочего колеса [10] приведенные расчетные расходы и обороты (с учетом потерь энергии) определяют по выражениям:

$$Q_I' = \frac{(Q_I')_{опт}}{\sqrt{\eta_г}};\quad n_I' = \frac{(n_I')_{опт}}{\sqrt{\eta_г}}, \qquad (368)$$

где $\eta_г = 0,9 \div 0,92$ — гидравлический КПД турбины.

Значения оптимальных приведенных величин расхода и оборотов для различных типов рабочих колес приведены в табл. 31.

Геометрические соотношения проточной части турбины (относительная высота лопасти, диаметр горловины, очертание камеры рабочего колеса и переходного участка от рабочего колеса к отсасывающей трубе) выбирают, руководствуясь конфигурацией проточного тракта разработанных рабочих колес. Особенно большое влияние на энергетические и кавитационные характеристики диагональных турбин оказывает диаметр горловины камеры рабочего колеса. Согласно опытным данным лучших рабочих колес величина относительного диаметра $D_{гор}/D_1$ горловины равна: для серии рабочих колес Д60 — 0,995; для серии рабочих колес Д45 — 0,995; для серии рабочих колес Д30 — 0,9. Форма переходного участка от горловины к отсасывающей трубе, существенно влияющая на характеристики турбины, также выбирается на основании экспериментальных данных.

Меридиональный поток в полости турбины принимают потенциальным или равноскоростным. На выходе из цилиндрического направляющего аппарата неравномерность потока на входе в рабочее колесо на оптимальном режиме примерно характеризуется распределением скоростей в потенциальном меридиональном потоке.

Распределение момента скорости на выходе и на входе в рабочее колесо зависит от выбранного расчетного режима (Q_I'; n_I'), открытия направляющего аппарата и очертаний полости рабочего колеса. При задании условий на входе и выходе из рабочего колеса можно воспользоваться аналогичными рекомендациями для осевых рабочих колес (§ 56). Выбор оптимального распределения момента скорости вдоль выходной и входной кромок зависит от напора, на который проектируется рабочее колесо. Так, для серии рабочих колес Д60 можно рекомендовать значение момента скорости на выходе из рабочего колеса: у втулки — $0,17\eta_г gH/\omega$; на периферии $+0,036\eta_г gH/\omega$. Для рабочих колес Д30 лучшие характеристики (из исследованных в настоящее время) имеют те, которые были рассчитаны при следующих соотношениях циркуляции и расхода на выходе из рабочего колеса: у втулки $\Gamma_2 D_1/Q = 0$; на периферии $\Gamma_2 D_1/Q = 1,32$. При принятых значениях $(v_u r)_2$ момент скорости

Таблица 31. **Основные параметры диагональных гидротурбин**

Параметры	Значения параметров для турбин серии					
	Д60		Д45		Д30	
	Марка рабочего колеса					
	Д60-1	Д60-2	Д45-1	Д45-2	Д30-1	Д30-2
Зоны напоров H, *м*	30—40	40—60	60—90	90—120	120—160	160—200
Угол наклона оси лопасти в градусах θ	60	60	45	45	30	30
Число лопастей z	6—8	8—10	10—9	10	10—11	10—12
Втулочное отношение $\frac{d_{вт}}{D}$	0,4—0,45	0,45—0,525	0,575—0,625	0,625—0,675	0,75—0,775	0,775—0,8
Относительная ширина лопасти B/D_1	0,35—0,32	0,32—0,28	0,3—0,26	0,26—0,23	0,25—0,225	0,225—0,2
Относительный средний диаметр	0,7—0,725	0,746	0,775	0,82	0,878	0,9
Относительная высота радиального направляющего аппарата b_0/D_1	0,4	0,375	0,35	0,3	0,25	0,2
Относительный диаметр осей лопаток D_0/D_1	1,25—1,28	1,28—1,3	1,3—1,32	1,32—1,35	1,35—1,375	1,375—1,4
Оптимальный приведенный расход Q'_1, *л/с*	1350—1100	1100—900	1000—850	750—725	750—600	600—500
Оптимальные приведенные числа оборотов n'_1, *об/мин*	120—110	110—100	95—90	90—85	85—80	80—75
Коэффициент быстроходности на оптимальном режиме $n_{s\,опт}$	480—400	400—330	330—290	290—250	250—215	215—180
Относительная строительная высота отсасывающей трубы	2,3	2,3	2,1	1,9	1,9	1,9
Кавитационный коэффициент турбины σ	—	0,2	0,16	0,14	0,1	0,07
при Q'_1, *л/с*	—	1000	1000	1000	750	600

$(v_u r)_1$ на входе в рабочее колесо вычисляют при помощи уравнения Л. Эйлера.

Густота решеток лопастной системы и число лопастей рабочего колеса находятся в следующих пределах: для Д60 ($H = 40 \div 60$ *м*) $\left(\frac{l}{t}\right)_{пер} = 1{,}1 \div 1{,}2$; $\left(\frac{l}{t}\right)_{вт} = 1{,}4 \div 1{,}5$; $z = 7 \div 10$; для Д45 ($H = 80 \div 120$ *м*) $\left(\frac{l}{t}\right)_{пер} = 1{,}5 \div 1{,}6$; $\left(\frac{l}{t}\right)_{вт} = 1{,}7 \div 1{,}9$; $z = 9 \div 10$; для Д30 ($H = 150 \div 200$ *м*) $\left(\frac{l}{t}\right)_{пер} = 1{,}6 \div 1{,}7$; $\left(\frac{l}{t}\right)_{вт} = 1{,}8 \div 1{,}9$; $z = 10 \div 12$. Изменение густоты решеток между корневым и периферийным сечениями лопасти обычно принимают по линейному закону. Максимальная толщина пера лопасти в корневом сечении и характер распределения толщин профилей определяются прочностными расчетами с учетом материала лопасти. На основании опытных данных [10] получены такие рекомендации: рабочие колеса серии Д60 — для модели $D_1 = 350$ *мм*, максимальная толщина у втулки $\delta_{max} = 13 \div 15$ *мм*, на периферии $\delta_{max} = 3{,}5 \div 4$ *мм*; рабочие колеса серии Д45 — для $D_1 = 350$ *мм* у втулки $\delta_{max} = 16 \div 18$ *мм*, на периферии $\delta_{max} = 2{,}5 \div 4{,}5$ *мм*; рабочие колеса Д30 — для $D_1 = 300$ *мм* у втулки $\delta_{max} = 14 \div 19$ *мм*, на периферии $\delta_{max} = 2{,}5 \div 3{,}5$ *мм*.

Закон изменения максимальной толщины пера лопасти от втулки к периферии можно принять линейным, а распределение толщины по сечениям лопасти принимают согласно профилю ВИГМ-20 или другому, обладающему высокими энергокавитационными характеристиками.

§ 65. Методы расчета лопастной системы. Пример расчета рабочего колеса Д60

Разработка рабочего колеса требуемой быстроходности, обладающего высокими энергетическими и кавитационными качествами, в значительной мере зависит от того, насколько принятые расчетные параметры, граничные условия на входе и выходе из рабочего колеса и метод профилирования обоснованы экспериментальными данными.

Учитывая накопленный опыт проектирования и экспериментальных исследований [10], можно рекомендовать следующие методы расчета лопастных систем диагональных рабочих колес:

1. Профилирование лопасти при помощи одномерных методов в равноскоростном или потенциальном меридиональном потоках с учетом влияния конечного числа лопастей. Профили на расчетных поверхностях тока строят при помощи конформного отображения на цилиндр или на конических развертках (см. § 50).

2. Профилирование лопасти в потенциальном меридиональном потоке при помощи метода Бауэрсфельда (см. § 51).

3. Расчет решеток бесконечно тонких профилей вихревым методом в слое переменной толщины [5].

4. Расчет решеток профилей конечной толщины методом особенностей в слое переменной толщины [5; 7].

При проектировании диагональных рабочих колес широко применяются одномерные методы профилирования. Последовательность профилирования лопасти та же, что и при расчете рабочего колеса радиально-осевого типа (см. § 50). Основными моментами являются задание формы меридионального потока и распределения циркуляции на входе и выходе из рабочего колеса. Как показал опыт проектирования некоторых рабочих колес и исследования поля скоростей в диагональных турбинах, использование потенциального меридионального потока предпочтительнее: лопасть рабочего колеса получается менее перекрученной, а энергетические и кавитационные качества турбины выше. Так как в потенциальном меридиональном потоке скорость v_{m_2} на выходе из рабочего колеса увеличивается от втулки к камере, а в равноскоростном она постоянна, то суммарная величина циркуляции

$$\Gamma_2 = 2\pi \sum_{i=1}^{n} (r_i)_{\text{ср}} v_{mi} \frac{l_{2i}}{D_1} \left(\frac{\Gamma_2 D_1}{Q} \right)_i \tag{369}$$

получается большей для потенциального потока, чем для равноскоростного при одинаковом для обоих потоков законе изменения $\Gamma_2 D_1/Q = f(l_2)$. В выражении (369) приняты следующие обозначения: l_2 — длина участка нормали на выходе из рабочего колеса; $r_{i\,\text{ср}}$ — радиус середины i-го участка; Γ_2 — циркуляция в потоке за рабочим колесом; D_1 — диаметр рабочего колеса; Q — расход через турбину.

Так как выходная циркуляция Γ_2 при потенциальном меридиональном потоке больше, распределение окружной составляющей v_{u_2} на выходе из рабочего колеса получается другим, а именно, v_{u_2} у втулки меньше, а на периферии больше. Отличие составляющих v_m и v_u на расчетных поверхностях тока на входе и выходе из рабочего колеса при различных меридиональных потоках приводит к разным значениям входных β_1 и выходных β_2 углов лопастей. Перекрутка входной и выходной кромок лопасти, построенной в потенциальном меридиональном потоке, получается меньше, чем в равноскоростном.

По известным значениям скоростей на входе и выходе из рабочего колеса определяют величины углов β_1 и β_2 и строят профили на различных поверхностях тока (см. пример расчета). Для получения приемлемых значений углов β_1 и β_2 можно менять не только условия в потоке на входе и выходе из рабочего колеса, но и очертание входной и выходной кромок лопасти. При вычислении углов потока на выходе из рабочего колеса желательно вводить поправку $\Delta\beta_2 = 1°30' \div 3°$ на влияние конечного числа лопастей.

Двумерные методы профилирования изложены в § 51, расчет решеток лопастей методом особенностей в слое переменной толщины см. [5; 7].

Пример расчета рабочего колеса Д60 (расчет выполнен на ХТГЗ им. С. М. Кирова под руководством инж. Панченко Н. С.). Исходные расчетные параметры и полость турбины выбраны в соответствии с рекомендациями проекта номенклатуры (табл. 31). Число лопастей принято $z = 10$. Расчет выполнен на оптимальный режим: $Q_I' = 1000$ *л/с*; $n_I' = 108$ *об/мин*; $\eta_г = 0{,}91$ (при $D_1 = 1$ *м* и $H = 1$ *м*). В полости рабочего колеса Д60 построен равноскоростной поток (рис. 131), который использован при профилировании лопасти.

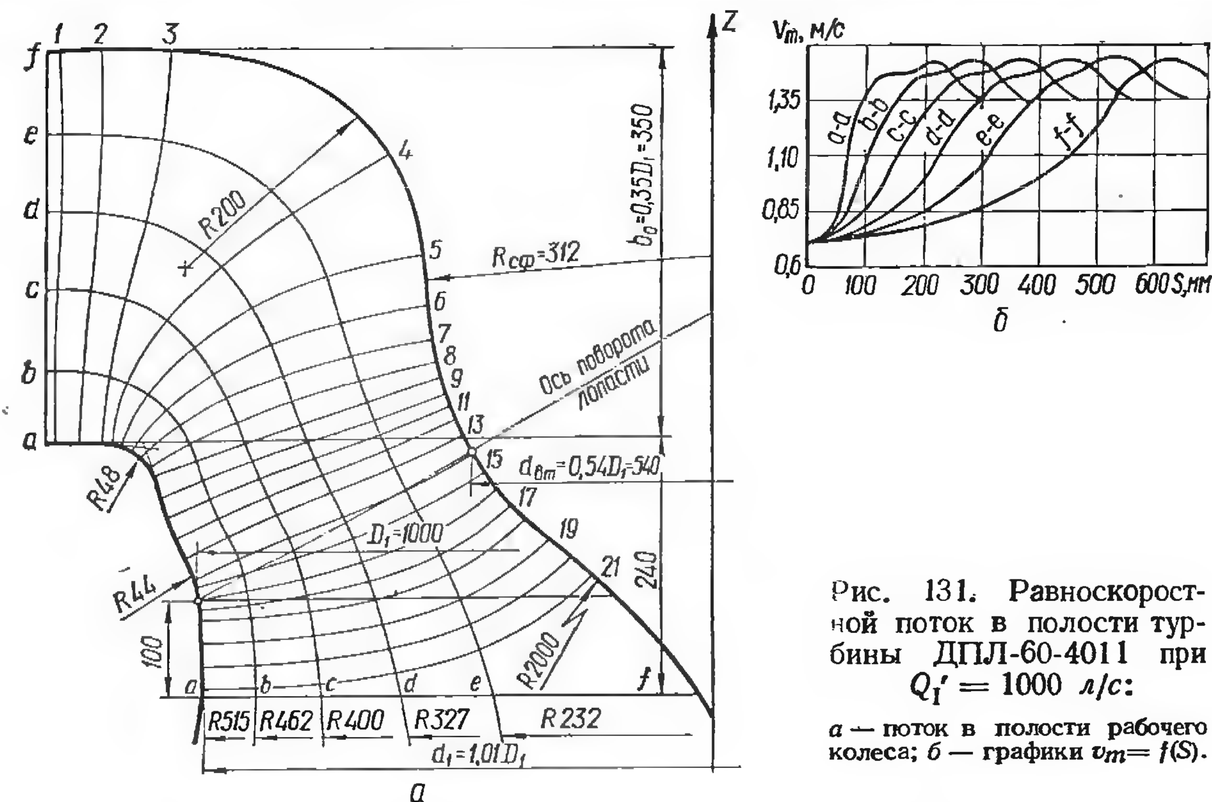


Рис. 131. Равноскоростной поток в полости турбины ДПЛ-60-4011 при $Q_I' = 1000$ *л/с*:

а — поток в полости рабочего колеса; *б* — графики $v_m = f(S)$.

Для принятых входной и выходной кромок лопасти на расчетных поверхностях тока построены треугольники скоростей и определены углы β_1 и β_2. При определении выходных углов β_2 лопасти на расчетных поверхностях тока принят линейный закон распределения момента скорости на выходе из рабочего колеса: на периферии $(v_u r)_2 = +0{,}1 \frac{\eta_г g H}{\omega}$, у втулки $(v_u r)_2 = -0{,}1 \frac{\eta_г g H}{\omega}$. Угол на выходе из рабочего колеса для каждой поверхности тока вычисляется с учетом влияния конечного числа лопастей на отклонение потока. Поправка $\varkappa = \zeta\varkappa'$ на конечное число лопастей определялась по рекомендациям [10], где ζ — коэффициент С. С. Руднева, а $\varkappa' = \frac{\pi}{4} \sin\beta_2 \sin\theta$ — поправка Майзеля. Все расчеты

Таблица 32. **Определение выходных углов лопасти**

Поверхности тока	r_2, *м*	v_{m_2}, *м/с*	u_2, *м/с*	v_{u_2}, *м/с*	$u_2 - v_{u_2}$, *м/с*	tg β_2	β_2	sin β_2
s_{b-b}	0,455	1,39	5,14	0,132	5,01	0,279	15°13′	0,27
s_{c-c}	0,407	1,44	4,59	0,039	4,55	0,317	17°24′	0,304
s_{d-d}	0,352	1,48	3,97	0	3,97	0,373	20°27′	0,357
s_{e-e}	0,292	1,48	3,3	—0,06	3,36	0,44	23°45′	0,414
s_{f-f}	0,216	1,44	2,44	—0,366	2,806	0,513	27°09′	0,455

Продолжениг табл. 32

Поверхности тока	x'	$\zeta x'$	$1+\zeta x'$	$u_2(1-\zeta x')$, м/с	$u_2(1-\zeta x')-v_{u_2}$, м/с	$\mathrm{tg}\,\beta_2'$	β_2'	$\Delta\beta_2$
s_{b-b}	0,092	1,086	1,1	6,26	6,128	0,227	12°42′	2°46′
s_{c-c}	0,107	1,10	1,118	5,13	5,09	0,283	15°42′	1°42′
s_{d-d}	0,123	1,116	1,137	4,52	4,52	0,328	18°09′	2°18′
s_{e-e}	0,141	1,133	1,16	3,83	3,89	0,381	20°50′	2°18′
s_{f-f}	0,155	1,15	1,178	2,87	3,236	0,415	24°	3°09′

Таблица 33. **Определение входных углов лапасти**

Поверхности тока	Расчетные величины						
	r_1, м	v_{m_1}, м/с	v_{u_1}, м/с	u_1, м/с	$u_1-v_{u_1}$, м/с	$\mathrm{tg}\,\beta_1=\frac{v_{m_1}}{u_1-v_{u_1}}$	β_1
s_{b-b}	0,492	1,46	1,725	5,56	3,835	0,38	20°48′
s_{c-c}	0,451	1,45	1,82	5,10	3,28	0,442	23°48′
s_{d-d}	0,410	1,44	1,925	4,66	2,735	0,526	27°45′
s_{e-e}	0,361	1,32	2,09	4,08	1,99	0,714	35°30′
s_{f-f}	0,310	1,36	2,29	3,5	1,21	1,12	48°06′

по определению углов β_1 и β_2 помещены в табл. 32 и 33. По вычисленным углам β_1 и β_2 на развертках конусов построены скелеты профилей и затем профили конечной толщины (табл. 34). Угол охвата профиля определяется принятой густотой решетки (см. § 64). Значения густоты решеток, максимальной толщины профиля и длин хорд профилей приведены в табл. 35.

Таблица 34. **К построению разверток конусов**

Поверхности тока	$R_{вх}=r_1/\sin\theta$, м	$R_{вых}=r_2/\sin\theta$, м	$l_m=R_{вх}-R_{вых}$, м
s_{b-b}	1,82	1,68	0,14
s_{c-c}	1,57	1,42	0,15
s_{d-d}	1,118	0,96	0,158
s_{e-e}	0,904	0,735	0,169
s_{f-f}	0,608	0,425	0,183

Таблица 35. **Параметры решеток профилей**

Поверхность тока	$(l/t)_i$	$t_i=\pi D_i/z$, м	$l_i=(l/t_i)\cdot t_i$, м	δ_{max} (для D_1=1000 мм), мм
s_{b-b}	1,4	0,368	0,54	10
s_{c-c}	1,49	0,335	0,496	18
s_{d-d}	1,61	0.298	0,458	26
s_{e-e}	1,72	0,255	0,435	34
s_{f-f}	1,8	0,217	0,356	40

При построении профилей конечной толщины на развертках конусов (рис. 132, *а*) принят закон распределения толщин лопасти рабочего колеса ДПЛ60/14, разработанного в МЭИ:

l, %	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
δ, %	71	90	98	100	88	75	59	40	20	0

При помощи разверток профилей строят радиальные сечения лицевой и тыльной поверхностей лопасти (рис. 132, *б*) и выполняют ее теоретический чертеж аналогично тому, как это сделано для осевой турбины (рис. 114).

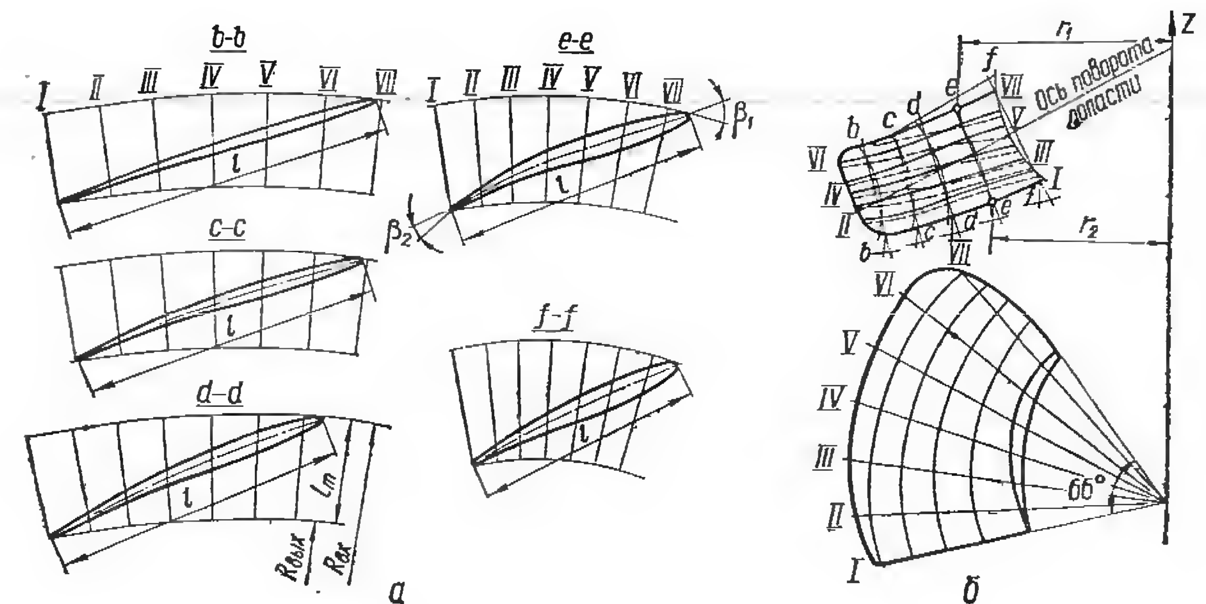


Рис. 132. Профилирование лопасти:

а — построение профилей на конических развертках; *б* — построение радиальных сечений лопасти.

Для расчетной оценки спроектированных лопастных систем используется метод расчета обтекания решеток и последующее определение профильных потерь рабочего колеса (см. § 15, 52).

Глава IX. ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ СПИРАЛЬНЫХ КАМЕР И СТАТОРА

Спиральная камера служит для подвода воды к турбине и формирования потока на входе в направляющий аппарат. Она должна обеспечивать: равномерный подвод воды к направляющему аппарату при максимально возможной осевой симметрии потока; допустимые величины скоростей и углов атаки на входе в статор и направляющий аппарат при различных его открытиях, при которых потери энергии в спиральной камере и главным образом в направляющем аппарате минимальны; величину циркуляции потока, близкую к расчетной. Кроме того, турбинная камера должна иметь минимальные размеры и простую конструкцию.

Установлено, что размеры и форма спиральной (турбинной) камеры влияют на потери энергии в ней и последующих элементах проточной части. При увеличении размеров турбинной камеры энергетические характеристики турбины улучшаются. С другой стороны, размеры турбинной камеры определяют габариты блока агрегата, влияют на форму подводной части и стоимость здания ГЭС. В связи

с этим при проектировании ГЭС выполняют технико-экономические расчеты ряда вариантов турбинных камер и всего здания и выбирают оптимальные размеры турбинного блока. В настоящее время относительные размеры турбинных камер (ширина в плане, высота входного сечения и др.) выбирают на основании имеющихся данных проектирования гидротурбин и практики строительства зданий ГЭС. Конструкция турбинной камеры должна обеспечить оптимальную компоновку турбины и вспомогательного оборудования, удовлетворять определенным строительным требованиям.

§ 66. Типы турбинных камер и области их применения

В зависимости от величины напора и типа гидроэлектростанции применяют различные типы турбинных камер [11; 16]. При напорах $H = 3 \div 10$ *м* и небольшой мощности агрегата применяют открытую камеру. Для равномерного подвода воды к направляющему аппарату при небольших потерях энергии ширина турбинной камеры (блока) должна быть достаточно большой ($B \geqslant 4D_1$). С увеличением напора, размеров и мощности гидроагрегатов от открытых турбинных камер отказались и перешли к спиральным камерам, имеющим значительно меньшие размеры в плане. Кожуховая турбинная камера применялась ранее при небольших напорах $H = 6 \div 25$ *м* для турбин малой мощности.

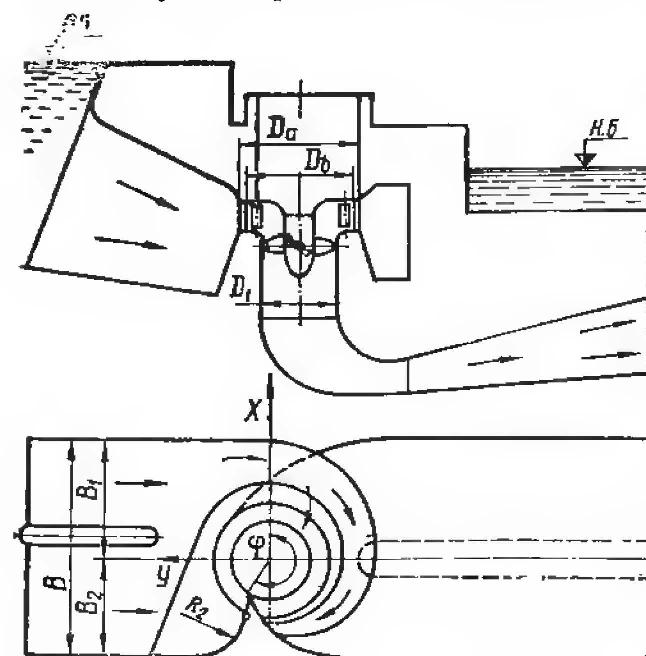


Рис. 133. Бетонная спиральная камера с неполным углом охвата.

Бетонная спиральная камера с неполным углом охвата и трапециевидной формой поперечных сечений нашла наибольшее применение (рис. 133) при малых и средних напорах $H = 3 \div 45$ *м*. Рекомендуемые основные параметры: ширина в плане $B = (2{,}4 \div 3{,}5)\,D_1$; угол охвата $\varphi = 180 \div 225°$; скоростной коэффициент во входном сечении $\alpha = v_{вх}/\sqrt{H} = 0{,}8 \div 1{,}1$.

Бетонная спиральная камера состоит из входной открытой части и спирального канала, характеризуемого углом φ. В месте соединения спирального канала с правой по направлению потока стенкой неспиральной части размещается так называемый зуб спирали. Первое по направлению потока сечение *I—I* спиральной части называют входным сечением (рис. 133). Угол охвата φ спиральной

камеры отсчитывают от зуба до входного сечения. Спиральные камеры с неполным углом охвата имеют угол $\varphi < 360°$. Ширина спиральной камеры в плане зависит от типа турбины, угла охвата, принятой скорости во входном сечении спиральной части и его формы. Площадь входного сечения определяется в зависимости от скорости $v_{вх}$ или принятого скоростного коэффициента α.

Металлические спиральные камеры с круглыми сечениями (рис. 134) применяют при средних и высоких напорах $H = 150 \div 700$ *м*. Рекомендуемые параметры: $B = (2{,}5 \div 4)\,D_1$; $\varphi = 345 \div 360°$; $\alpha = 0{,}5 \div 1$.

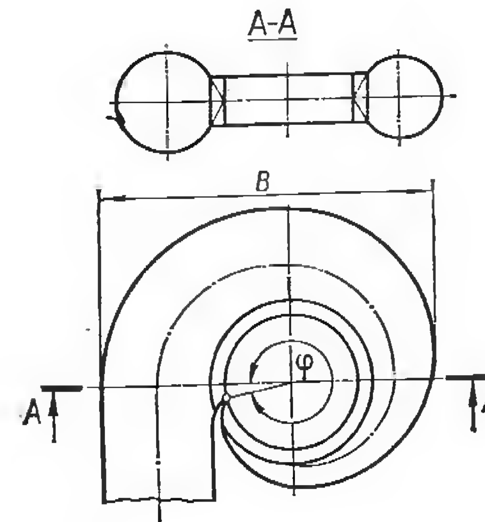


Рис. 134. Металлическая спиральная камера.

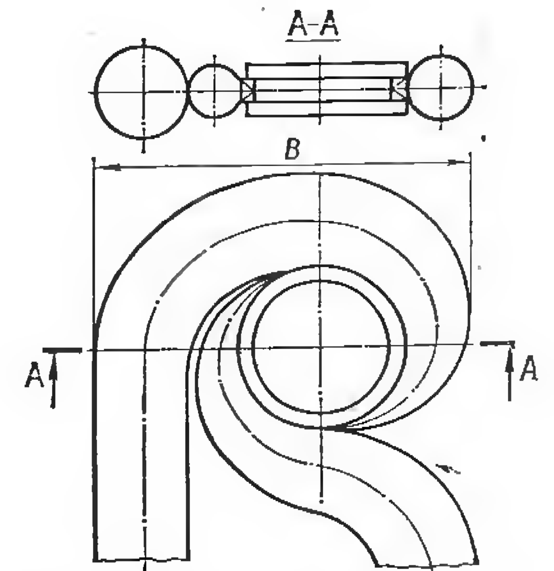


Рис 135. Двухподводная металлическая спиральная камера.

В последние годы разработаны новые типы спиральных камер вертикальных турбин: смешанные (из стали и железобетона) с передачей нагрузки на бетон для напоров $H = 200 \div 300$ *м* и металлические двухподводные для напоров $H = 75 \div 170$ *м* (рис. 135). Двухподводная спиральная камера позволяет значительно уменьшить диаметр входного сечения и толщину листа сварной спиральной камеры, что особенно важно при изготовлении уникальных радиально-осевых гидротурбин большой мощности и размеров. Двухподводная спиральная камера применена на одной из опытных турбин Бухтарминской ГЭС ($H_р = 61$ *м*, $N_р = 77$ тыс. *квт*). Как показывает опыт эксплуатации, конструкция такой спиральной камеры вполне надежна.

Металлические спиральные камеры и статоры крупных турбин обычно изготовляют сварными. Однако вальцовка толстых стальных листов для верхнего и нижнего поясов статора представляет большие технологические трудности. С целью упрощения сварной конструкции и для уменьшения напряжений в верхнем и нижнем поясах статора разработана новая конструкция спиральной камеры и статора, в которой пояса статора выполняются коробчатой формы. При этом сварка и обработка спирали значительно упрощается, а ее

вес уменьшается. Такая конструкция сопряжения металлической спиральной камеры со статором потребовала некоторого изменения формы ее поперечного сечения и проведения гидравлических исследований потока в моделях гидротурбин. Эти исследования показали, что гидравлические характеристики спиральной камеры со вставленными тонкими направляющими стенками не уступают спиральной камере обычной конструкции.

Турбинные камеры капсульных гидроагрегатов для напоров $H = 3 \div 15$ *м* имеют кольцеобразную форму с переходом на прямоугольное сечение водоприемника. Области применения различных типов турбинных камер в зависимости от напора показаны на рис. 136.

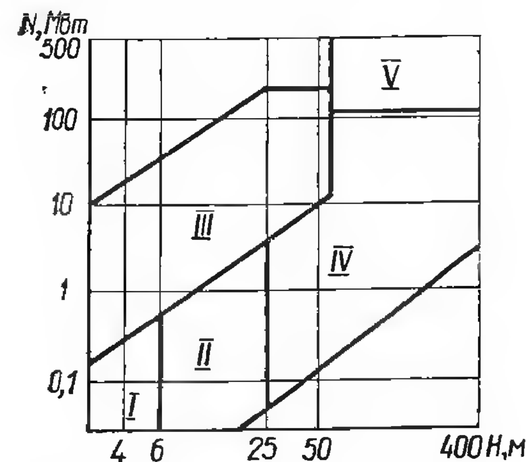


Рис. 136. Области применения турбинных камер:

I — открытые; II — кожуховые; III — спиральные бетонные; IV — спиральные металлические; V — с частичной передачей нагрузки на бетон.

§ 67. Форма потока в спиральных камерах и применяемые методы расчета

Структура потока в спиральной части камеры зависит от угла охвата, формы поперечных сечений и принятого закона распределения скорости вдоль спирального канала. Скорость в любой точке потока в спиральной камере состоит из меридиональной $v_m = \sqrt{v_r^2 + v_z^2}$ и окружной v_u составляющих.

При рассмотрении движения жидкости и расчете спиральной части камеры обычно принимают следующие допущения:

поток установившийся и осесимметричный; расход через любое сечение спиральной камеры, расположенное в плане под углом φ_i

$$Q_i = Q_р \frac{\varphi_i}{2\pi}, \tag{370}$$

где $Q_р$ — расчетный расход через турбину;

поток в спиральной камере потенциальный, характеризуемый постоянством момента скорости $v_u r = \text{const}$ вдоль спирального канала.

Результирующее движение жидкости в спиральных камерах можно представить как сумму двух составляющих потенциальных потоков: меридионального потока и циркуляционного потока вокруг оси турбины. Для исследования потока в спиральной камере пользуются гидродинамической моделью, которая имитирует движение жидкости в спиральной камере при помощи вихревой нити и системы стоков, размещенных на оси турбины. Полагают, что вихревая нить индуцирует симметричное потенциальное движение жидкости с определенной величиной вращения потока вокруг оси турбины; система стоков характеризует потенциальное симметричное движение, обеспечивающее заданный расход через турбину [7; 16]. Потенциал скорости суммарного потока Φ при этом состоит из потенциала скоростей Φ_1 движения, вызываемого системой стоков, и потенциала скоростей Φ_2 движения, вызываемого вихревой нитью:

$$\Phi(r, z, \theta) = \Phi_1(r, z) + \Phi_2(\theta). \tag{371}$$

Комплексный потенциал суммарного потока

$$w = i\frac{\Gamma}{2\pi}\ln r + \frac{Q}{2\pi}\ln z, \tag{372}$$

где

$$z = re^{i\varphi}.$$

Мнимая часть комплексного потенциала представляет собой функцию тока

$$\psi = \frac{1}{2\pi}(\Gamma \ln z + Q\varphi). \tag{373}$$

Уравнение линии тока в спиральной камере записывается в виде

$$\Gamma \ln r + Q\varphi = \text{const}. \tag{374}$$

При принятых допущениях линии тока представляют собой логарифмические спирали. Угол, образованный логарифмической спиралью с радиус-вектором, проходящим через любую ее точку, величина постоянная

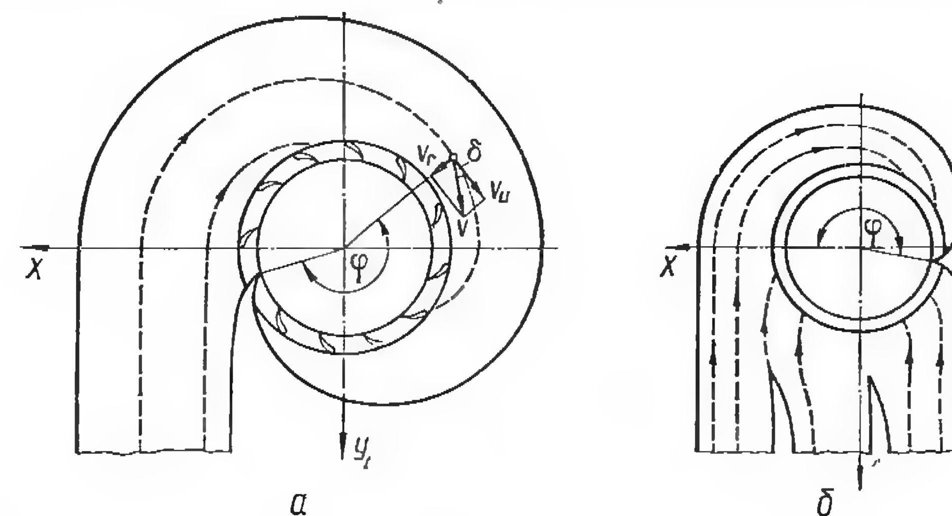


Рис. 137. Форма линий тока в спиральной камере:

а — спиральная камера круглого сечения $\varphi = 345°$, *б* — спиральная камера трапециевидного сечения $\varphi = 192°$.

$$\operatorname{tg}\delta = \frac{v_r}{v_u} = -\frac{Q}{\Gamma} = \text{const}. \tag{375}$$

Очертания спиральной камеры в плане получают заменой граничной линии тока твердыми стенками (рис. 137, *а*, *б*). При изменении режима работы турбины значения расхода Q и циркуляции Γ

изменяются таким образом, что угол δ потока сохраняет свое значение (см. уравнение (375)) и форма линии тока в спиральной камере не меняется.

Гидромеханический расчет турбинной камеры состоит в определении размеров ее поперечных сечений и их углового расположения в плане. Выбор метода расчета зависит от принятых исходных расчетных параметров и характера распределения скоростей вдоль спиральной части камеры. Применяют следующие методы расчета турбинных камер:

1. Расчет спиральной камеры, основанный на допущении постоянства момента скорости в любой точке потока в спиральном канале ($v_u r = \text{const}$).

2. Проектирование спиральной камеры в предположении, что средняя скорость потока постоянна вдоль спирального канала ($v_{u_{ср}} = \text{const}$).

3. Расчет турбинной камеры из условия убывания средней окружной скорости $v_{u\text{ср}}$ вдоль спирального канала.

4. Определение размеров спирали исходя из принятого изменения направления потока на входных кромках колонн статора и лопаток направляющего аппарата [16].

В практике проектирования спиральных камер наибольшее применение получили первые два метода. Метод расчета по закону $v_u r = \text{const}$ широко применяется при расчете спиральных камер с углом охвата $\varphi = 180 \div 360°$. В неспиральной (подводящей) части турбинной камеры осесимметричность потока нарушается, и условие $v_u r = \text{const}$ не выполняется. Как показывают экспериментальные исследования потоков в спиральных камерах с большими углами охвата, распределение скоростей во входном и прилегающих к нему сечениях несколько отличается от условия $v_u r = \text{const}$.

Применение метода $v_{u\text{ср}} = \text{const}$ при соответствующем проектировании колонн статора и выборе их числа обеспечивает высокие значения КПД турбины. Однако размеры турбинных камер в плане при этом получаются несколько больше по сравнению с рассчитанными исходя из условия $v_u r = \text{const}$.

Расчет спиральных камер по принятому изменению направления скоростей перед колоннами статора обеспечивает меньшие размеры входного и прилегающих к нему сечений спирали; при этом характеристики гидротурбины не ухудшаются [16]. Уменьшение габаритов блока, определяемых размерами спиральной камеры, особенно важно при проектировании мощных гидротурбин.

§ 68. Обоснование и выбор расчетных параметров спиральной камеры

Прежде чем приступить к гидравлическому расчету спиральной камеры, необходимо задаться рядом исходных величин. Размеры турбинной камеры в плане, угол охвата спиральной части, значение

скорости во входном сечении и форма поперечного сечения принимаются на основании технико-экономического анализа ряда вариантов спиральных камер. При выборе оптимального варианта оценивают и сопоставляют энергетические показатели гидротурбинного оборудования, компоновку здания ГЭС и его стоимость.

Угол охвата и площадь входного сечения спиральной камеры. Как показывают данные модельных испытаний различных гидротурбин, потери энергии в турбинной камере, статоре и направляющем аппарате зависят (при заданной ширине блока в плане) от соотношения между принятыми площадью входного сечения $F_{вх}$ и углом охвата φ. При выбранных размерах входного сечения спиральной камеры увеличение угла охвата, с одной стороны, приводит к уменьшению неравномерности потока вдоль периметра направляющего аппарата, что благоприятно влияет на характеристики гидротурбин. С другой стороны, при этом увеличиваются скорости в спиральном канале и создаваемая закрутка потока, в результате чего могут возрасти потери энергии в направляющем аппарате. При заданной ширине блока в плане $B = B_1 + B_2$ (рис. 133) необходимо подобрать такое соотношение между $F_{вх}$ и φ, при котором КПД турбины был бы наибольшим. Оптимальный вариант спиральной камеры выбирают на основании данных модельных испытаний принятого рабочего колеса с различными спиральными камерами.

Наименьшую ширину блока агрегата обеспечивают спиральные камеры с углом охвата $\varphi = 180°$. Поэтому для русловых ГЭС с целью уменьшения стоимости здания применяют спиральные камеры с углами охвата $\varphi = 180 \div 192°$. В спиральных камерах с неполным углом охвата ($\varphi = 180 \div 192°$) правая продольная стенка камеры должна находиться на расстоянии $B_2 = (1 \div 1{,}2)\, D_1$ от оси агрегата (рис. 133). Меньшие значения B_2 приводят к снижению КПД турбины.

Для средне- и высоконапорных гидротурбин, устанавливаемых на приплотинных и деривационных ГЭС, углы охвата спиральных камер принимают значительно больше: $\varphi = 270 \div 360°$. Чем выше напор на гидротурбине, тем больший угол охвата должна иметь спиральная камера, поскольку с увеличением напора неравномерность распределения расхода и скоростей по периметру направляющего аппарата вызывает дополнительные потери энергии и нестационарность потока в проточной части турбины. Для более компактного сопряжения спиральных камер с турбинными водоводами на средне- и высоконапорных ГЭС надо также применять большой угол охвата [16].

Для напоров до $H = 80$ *м* и углов охвата $\varphi = 270 \div 315°$ наряду со спиральными камерами круглого сечения применяют спиральные камеры с тавровыми, ромбовидными и другими формами поперечных сечений. Металлические спиральные камеры ($\varphi = 345 \div 360°$) имеют круглые поперечные сечения с переходом на эллиптические в районе зуба.

При расчете спиральных камер широко пользуются данными экспериментальных исследований гидротурбин и опытом проектирования зданий ГЭС. Рекомендуемые значения углов охвата спиральных камер гидротурбин различных типов приведены в табл. 36.

Таблица 36. **Углы охвата спиральных камер гидротурбин различных типов**

Типы турбин	Диапазон напоров H, *м*	Угол охвата спирали φ, *град*
Осевые поворотнолопастные	3—30	180—200
Осевые поворотнолопастные и радиально-осевые	30—50	200—225
Осевые поворотнолопастные, радиально-осевые и диагональные	50—75	200—225
Радиально-осевые и диагональные	95—310	315—330
Радиально-осевые	310—700	345—360

Значение средней скорости $v_{вх}$ и скоростного коэффициента $\alpha = \frac{v_{вх}}{\sqrt{H}}$ во входном сечении спиральной камеры принимают в зависимости от напора турбины (рис. 138); по принятой скорости вычисляют площадь входного сечения спиральной камеры:

$$F_{вх} = \frac{Q_{вх}}{v_{вх}} = \frac{Q_р \varphi}{360° v_{вх}}. \quad (376)$$

Форма входного сечения может быть различной в зависимости от габаритов блока и компоновки механизмов турбины. Обычно принимают трапециевидные сечения, близкие к симметричным; высота сечения в этом случае $b^*_{вх} = b^*_i + b_0 + b''_i$.

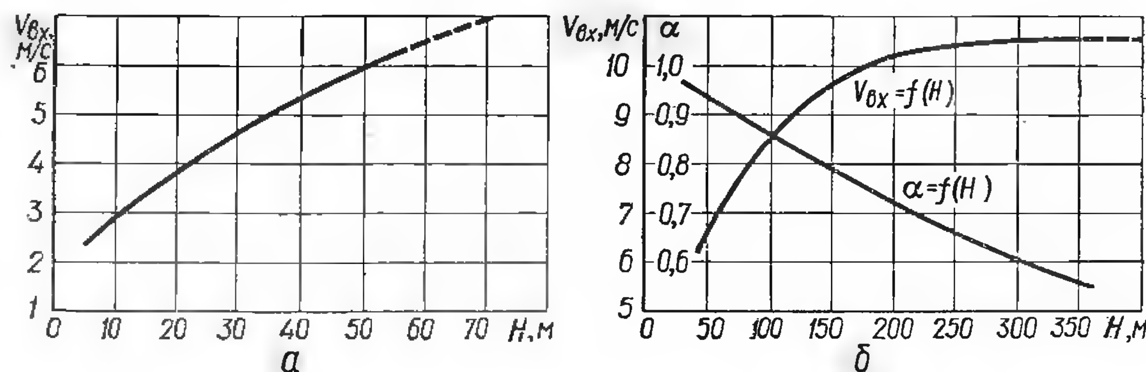


Рис. 138. Рекомендуемые значения скорости и скоростного коэффициента во входном сечении спиральной камеры:
а — осевые турбины; *б* — радиально-осевые турбины.

При выборе размеров входного сечения бетонной спиральной камеры для вычисленной площади $F_{вх}$ пользуются следующими соотношениями [11; 16; 22]. Радиус входного сечения принимают $R_{вх} \approx 1{,}6 D_1$; высоту входного сечения $b^*_{вх} = (1{,}8 \div 2)\, a$ (рис. 139).

Как видно из рис. 139, разным углам охвата соответствуют различные габариты турбинной камеры в плане.

Значения диаметров расположения входных D_a и выходных D_b кромок колонн и другие размеры статора (рис. 140) выбирают по нормалям [23] в зависимости от диаметра D_1 турбины и типа спиральной камеры (табл. 37).

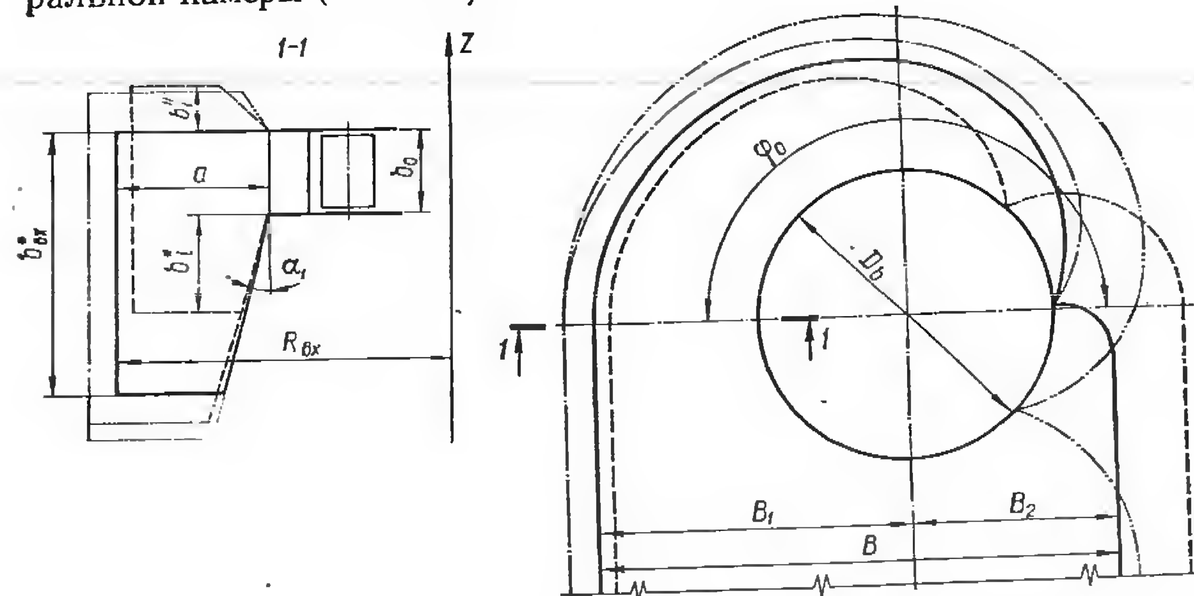


Рис. 139. Применяемые формы бетонных спиральных камер.

Ширина спиральной камеры в плане принимается с учетом следующих рекомендаций: при $\varphi = 180°$ $R \geqslant R_{вх} + 0{,}95 D_1$; при $\varphi = 200 \div 225°$ $R \geqslant R_{вх} + 1{,}1 D_1$. Для угла охвата $\varphi > 225°$ размер B окончательно определяется в ходе проектирования проточной части гидротурбины.

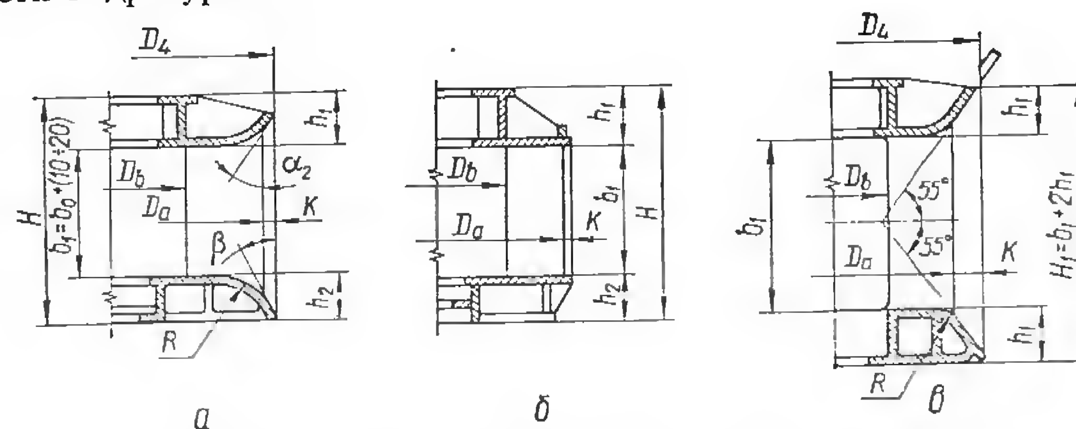


Рис. 140. Нормализованные конструкции статора гидротурбин:
а — бетонная спиральная камера, литой статор; *б* — то же, сварной статор; *в* — металлическая спиральная камера, литой статор.

Выбор формы поперечных сечений. Для низко- и средненапорных осевых гидротурбин применяют спиральные камеры трапециевидного (таврового) сечения, а для высоконапорных ($H = 50 \div 80$ *м*) — круглого сечения. Форма сечений спиральных камер зависит также от конкретных условий строительства здания ГЭС. Спиральные камеры трапециевидного сечения обеспечивают при

Таблица 37. Основные размеры статоров в зависимости от нормализованных диаметров гидротурбин

Диаметр рабочего колеса D_1, *мм*	Параметры направляющего аппарата		Размеры статоров, *мм*											
			для бетонной спиральной камеры						для металлической спиральной камеры					
	D_0, *мм*	z_0	D_b	D_a	D_4	R	h_1	h_2	D_b	D_a	D_4	R	h_1	K
1800	2200	16	—	—	—	—	—	—	2600	3050	3300	200	210	100
2000	2400	16	—	—	—	—	—	—	2850	3350	3600	200	230	
2250	2750	16	—	—	—	—	—	—	3200	3750	4000	200	230	
2500	2900	24	3400	3900	4000	280	320	230	3300	3900	4150	250	250	125
2800	3250	24	3820	4380	4480	300	350	250	3720	4380	4630	250	250	
3200	3750	24	4370	5000	5100	300	400	300	4260	5000	5350	300	320	
3600	4200	24	4350	5000	5700	350	400	300	4800	5550	5900	350	350	150
4000	4650	24	5420	6200	6300	350	450	350	5320	6150	6500	350	350	
4500	5250	24	6100	7000	7100	400	450	350	6000	6950	7350	400	410	
5000	5800	24	6750	7700	7800	400	500	400	6600	7650	8050	400	410	
5500	6400	24	7450	8550	8050	500	500	400	7300	8450	8850	500	460	175
6000	7000	24	8150	9350	9450	500	550	450	8000	9250	9650	500	460	
6500	7500	24	8850	10100	10200	600	550	450	8700	10000	10400	600	500	
7000	8100	24	9200	10550	10650	600	550	500	9320	10750	11500	600	500	
7500	8750	24	9850	11300	11400	600	550	500	10000	11500	12000	650	550	
8000	9300	24	10450	11950	12050	600	550	500	10650	12300	12750	650	550	
8500	9850	24	11150	12700	12800	600	550	500	11350	13100	13600	650	550	
9000	10500	32	11800	13500	13600	600	600	550	—	—	—	—	—	
9500	11000	32	12450	14250	14350	600	600	550	—	—	—	—	—	
10000	11500	32	13100	15000	15150	600	600	550	—	—	—	—	—	
10500	12000	32	13750	15750	15850	600	600	550	—	—	—	—	—	

Примечание. Для бетонной спиральной камеры: при $D_1 < 5000$ *мм* $K = 50$ *мм*; при $D_1 > 5000$ *мм* $K = 75$ *мм*.

том же угле охвата наименьшие габариты блока в плане, а круглого сечения — наибольшие.

Соотношения между высотой и шириной таврового сечения (рис. 139) принимают в зависимости от конструкции спиральных камер, которые могут выполняться: с плоским потолком; с симметричными или несимметричными сечениями относительно оси направляющего аппарата; с плоским полом.

Для известной площади входного сечения отношение его высоты $b^*_{вх}$ к ширине $a_{вх}$ выбирают, пользуясь данными проектных организаций и заводскими рекомендациями. Для спиральных камер с плоским потолком или полом принимают: $b^*_{вх}/a_{вх} = 1{,}5 \div 1{,}85$; $\alpha_1 = 15°$. С целью уменьшения ширины блока в плане это отношение может быть увеличено до $2 \div 2{,}2$, при этом $\alpha_1 = 25 \div 35°$ [16]. Дальнейшее увеличение высоты сечения может привести к образованию застойных зон в потоке через спиральный канал и ухудшению энергетических характеристик турбины. Изменение высоты поперечных сечений вдоль спирального канала принимают по закону параболы или прямой линии. При выборе формы поперечного сечения спиральной камеры и его расположения относительно направляющего аппарата учитывают также напор турбины, расположение водосбросов, геологические условия, величину заглубления рабочего колеса под уровень нижнего бьефа, размещение вспомогательного оборудования и помещений. Так, например, применение спиральной камеры с плоским потолком позволяет лучше разместить шахтные сервомоторы направляющего аппарата и уменьшить длину вала агрегата. При этом сокращается объем бетона подводной части здания, но понижается отметка дна подводящей части камеры, что на русловых ГЭС приводит к увеличению веса затворов и объема выемки грунта. Хотя бетонные спиральные камеры с различными формами поперечных сечений в гидравлическом отношении считаются примерно равноценными, наибольшее распространение получили спиральные камеры с симметричными или близкими к ним сечениями.

Для радиально-осевых гидротурбин в большинстве случаев применяют металлические спиральные камеры круглого и эллиптического сечений. В отдельных случаях для низконапорных радиально-осевых гидротурбин ($H = 30 \div 60$ *м*) применяют тавровые сечения, при назначении размеров которых пользуются теми же рекомендациями, что и для осевых турбин.

§ 69. Расчет спиральной камеры из условия постоянства момента скорости $v_u r = \text{const}$

Задача расчета заключается в определении размеров спиральной камеры принятой турбины.

Исходные данные: расчетный напор; расчетные мощность и расход турбины.

Содержание расчета. Приняв скорость потока во входном сечении согласно рис. 138 и угол охвата спиральной камеры по табл. 36, при помощи выражения (376) вычисляют площадь сечения. Для обеспечения равномерного подвода воды по всему периметру направляющего аппарата значения расхода через поперечные сечения спиральной камеры должны быть определены согласно зависимости (370). С другой стороны, расход через любое сечение спиральной камеры может быть определен по формуле

$$Q_i = \int_{r_0}^{R_i} v_u b(r)\, dr, \tag{377}$$

где r_0 — радиус расположения входных кромок лопаток направляющего аппарата; R_i — наружный радиус i-го сечения.

Окружная составляющая средней скорости потока в любом сечении

$$v_u = \frac{K}{r}, \tag{378}$$

где K — постоянная спиральной камеры.

С учетом формул (377) и (378) расход через входное сечение принятых размеров

$$Q_{вх} = Q_р \frac{\varphi_{вх}}{2\pi} = v_{вх} F_{вх} = K \int_{r_0}^{R} \frac{b(r)}{r}\, dr. \tag{379}$$

Постоянная спиральной камеры

$$K = Q_{вх} \Big/ \int_{r_0}^{R} \frac{b(r)}{r}\, dr. \tag{380}$$

Подставив в уравнение (377) значение Q_i согласно (370) и v_u из (378), получают выражение для вычисления угла расположения любого сечения в плане:

$$\varphi_i = \frac{2\pi K}{Q_р} \int_{r_0}^{R} \frac{b(r)}{r}\, dr. \tag{381}$$

Угол потока δ в спиральной части камеры определяется составляющими абсолютной скорости потока на входе в направляющий аппарат:

$$v_{r_0} = \frac{Q_р}{2\pi r_0 b_1}; \tag{382}$$

$$v_{u_0} = \frac{K}{r_0}. \tag{383}$$

Используя выражения (383) и (382), получают

$$\delta = \operatorname{arctg} \frac{v_{r_0}}{v_{u_0}} = \frac{Q_р}{2\pi b_1 K}. \tag{384}$$

Вычисленный угол δ используют также при профилировании колонн статора. После подстановки значения K из выражения (384) в (381) получают уравнение

$$\varphi_i = \frac{1}{b_1 \operatorname{tg} \delta} \int_{r_0}^{R} \frac{b(r)}{r}\, dr, \tag{385}$$

которое устанавливает зависимость между размерами сечений спирального канала и полярным углом их расположения в плане. При расчете спиральных камер трапециевидного сечения задаются зависимостью $b(r)$; пользуясь выражением (385), определяют угол расположения любого расчетного сечения в плане. В случае расчета спиральных камер круглого сечения задают последовательно ряд значений угла φ_i и вычисляют значения интеграла и размеры поперечных сечений. Значения интегралов можно вычислить при помощи графоаналитических или аналитических методов. При достаточно простой форме сечений (трапеция или круг) интегралы удобно вычислять аналитически.

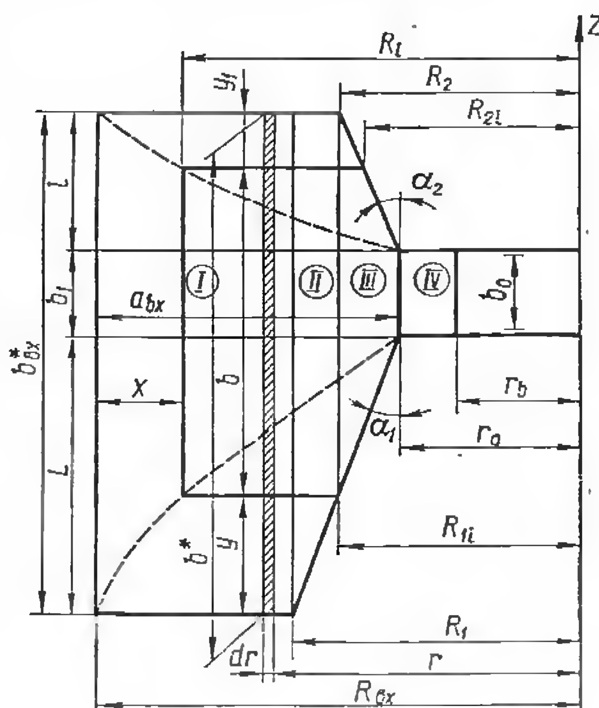


Рис. 141. Геометрические соотношения тавровых сечений спиральной камеры.

Последовательность расчета спиральной камеры трапециевидного сечения. 1. Для принятого диаметра D_1, рабочего колеса выбирают размеры статора турбины (табл. 37, рис. 140).

2. Пользуясь кривой $v_{вх} = f(H)$ (рис. 138), принимают скорость во входном сечении и задают угол охвата спиральной камеры.

3. Вычисляют площадь входного сечения спирали, пользуясь уравнением (376).

4. В соответствии с изложенными рекомендациями принимают геометрические соотношения входного сечения (рис. 141). Определяют угол δ спиральной камеры (384).

5. Вычисляют размеры других поперечных сечений спирального канала и находят их угловое расположение в плане. Для этого между радиусами $R_{вх}$ и r_a через интервал $0{,}5 \div 1$ *м* задают $6 \div 8$ промежуточных сечений. Зависимость между высотой сечения и его

радиусом принимают по закону квадратичной параболы (возможно задание другого закона):

$$\left.\begin{aligned} &\text{для пола спирали} \quad x = py^2; \\ &\text{для потолка спирали} \quad x = p_1 y_1^2. \end{aligned}\right\} \qquad (386)$$

Коэффициенты p и p_1 вычисляют, используя граничные условия входного сечения. При $x = a$: $y_1 = l$; $y = L$. Подставляя значения y и y_1 в (386), получают:

$$\left.\begin{aligned} p &= a/L^2; \\ p_1 &= a/l^2. \end{aligned}\right\} \qquad (387)$$

Зависимость между y и y_1 находят из (386):

$$y = \frac{p_1}{p} y_1. \qquad (388)$$

Из рассмотрения рис. 141 следует, что $b^* = b + y + y_1$. Подставляя значение y из (388), получают

$$b^* = b + \frac{p_1}{p} y_1 + y_1 = b + y_1\left(\frac{p_1}{p} + 1\right),$$

откуда

$$y_1 = \frac{b^* - b}{\sqrt{\frac{p_1}{p} - 1}}. \qquad (389)$$

Для расчетных сечений спиральной камеры справедливы следующие зависимости:

$$\left.\begin{aligned} R_i &= R_{вх} - x; \\ R_{1i} &= R_1 - y \operatorname{tg} \alpha_1; \\ R_{2i} &= R_2 - y_1 \operatorname{tg} \alpha_2. \end{aligned}\right\} \qquad (390)$$

В ходе определения углов φ_i, под которыми расположены в плане расчетные сечения, необходимо каждый раз вычислить значение интеграла $I_i = \int\limits_{r_i}^{R_i} \frac{b(r)}{r} dr$. С этой целью расчетное сечение разбивают на участки I; II; III; IV, высота которых может быть выражена определенной зависимостью (рис. 141):

$$b_I = b = \text{const}; \; b_{II} = m + nr; \; b_{III} = m_1 + n_1 r;$$
$$b_{IV} = b_i = b_0 + (10 + 20) \text{ мм}.$$

Коэффициенты m, m_1, n, n_1 уравнений прямых определяют для каждого участка при помощи граничных условий.

Таблица 38. **Расчет спиральной камеры трапециевидного сечения по закону $v_u r = \text{const}$**

Номера сечений спиральной камеры	b^*, м	$\frac{b^* - b_1}{\sqrt{\frac{p_1}{p} - 1}}$, м	$x = p_1 y_1^2$, м	$R_i = R - x$, м	$y_1 \operatorname{tg} \alpha_2$, м	$R_{2i} = R_2 - y_1 \operatorname{tg} \alpha_2$, м	$y = \sqrt{\frac{p_1}{p}} y$, м	$R_{1i} = R_1 - y \operatorname{tg} \alpha_1$, м	$\ln R_i$	$\ln R_{1i}$
1										
2										
3										
4										
5										
6										
7 и т. д.										

Продолжение табл. 38

Номера сечений спиральной камеры	$\ln R_{2i}$	$m - b^*$, м	$(m - b^*) \ln R_i$, м	$n_1 R_{1i}$, м	$(m_1 - m) \ln R_{2i}$	$(n_1 - n) R_{2i}$, м	$b_0 \ln R_i$, м	$\int \frac{b}{r} dr$, м	$\varphi = \frac{\int \frac{b}{r} dr}{b_1 \operatorname{tg} \delta}$, рад	$\varphi^* = \varphi \frac{180}{\pi}$, рад
1										
2										
3										
4										
5										
6										
7										
и т. д.										

Участок II ($R_1 > R_2$). При $r = R_1: b_{II} = b^*$; при $r = R_2$: $b_{II} = b^* - (R_1 - R_2)\,\mathrm{ctg}\,\alpha_2$. Подставляя значение b_{II} в уравнение $b_{II} = m + nr$, получают систему уравнений:

$$\left.\begin{aligned} &b^* = m + nR_1; \\ &b^* - (R_1 - R_2)\,\mathrm{ctg}\,\alpha_2 = m + nR_2, \end{aligned}\right\} \qquad (391)$$

решая которую вычисляют коэффициенты m и n.

Если $R_1 < R_2$, то система уравнений принимает вид:

$$\left.\begin{aligned} &b^* - (R_2 - R_1)\,\mathrm{ctg}\,\alpha_1 = m + nR_1; \\ &b^* = m + nR_2. \end{aligned}\right\} \qquad (392)$$

Участок III. При $r = R_2: b_{III} = b^* - (R_1 - R_2)\,\mathrm{ctg}\,\alpha_2$; при $r = r_a: b_{III} = b_1$. Подставляя граничные значения b_{III} в зависимость $b_{III} = m_1 + n_1 r$, получают систему уравнений:

$$\left.\begin{aligned} &b^* = (R_1 - R_2)\,\mathrm{ctg}\,\alpha_2 = m_1 + n_1 R_2; \\ &b_0 = m_1 + n_1 r_a, \end{aligned}\right\} \qquad (393)$$

из которой определяют коэффициенты m_1 и n_1. Интегралы сечений I_i определяются из выражения

$$\int_{r_b}^{R_i} \frac{b(r)}{r}\,dr = \int_{R_1}^{R_i} \frac{b^*}{r}\,dr + \int_{R_2}^{R_b} \frac{m + nr}{r}\,dr + \int_{r_a}^{R_1} \frac{m_1 + n_1 r}{r}\,dr + \int_{r_b}^{r_a} \frac{b_1}{r}\,dr. \qquad (394)$$

После подстановки коэффициентов в выражение (394) получают:

$$\begin{aligned} \int_{r_b}^{R_i} \frac{b(r)}{r}\,dr &= b^*(\ln R_i - \ln R_1) + m(\ln R_1 - \ln R_2) + n(R_1 - R_2) + \\ &+ m_1(\ln R_2 - \ln r_a) + n_1(R_2 - r_a) + b_1 \ln\frac{r_a}{r_b} = b^* \ln R_i + \\ &+ (m - b^*)\ln R_1 + nR_1 + (m_1 + m)\ln R_2 + (n_1 - n)R_2 - \\ &- m_1 \ln r_a - n_1 r_a + b_1 \ln\frac{r_a}{r_b}. \end{aligned} \qquad (395)$$

Пользуясь зависимостью (395), вычисляют интегралы всех расчетных сечений; при помощи (385) находят углы φ_i. Расчет сводят в табл. 38. Для проверки плавности спирального канала строят кривые $R_i = f_1(\varphi)$; $y = f_2(\varphi)$; $y_1 = f_3(\varphi)$, а также график изменения средней скорости $v_{i\,\text{ср}}/v_{\text{вх}} = f_4(\varphi)$. Если у зуба отношение $v_i/v_{\text{вх}} > 1{,}4 - 1{,}5$, увеличивают площади сечений и корректируют очертания спирального канала.

Приняв определенное число сечений, проведенных через $\Delta\varphi = 15 \div 30°$, определяют величины R_i^*, y, y_1 и выполняют теоретический чертеж бетонной спиральной камеры (рис. 142, *а*, *б*).

Зуб спиральной камеры является одной из колонн статора (рис. 133). Радиус R_2, образующий очертание зуба со стороны подводящего канала, принимают в зависимости от угла охвата. При $\varphi = 180°$: $R_2 = 0{,}2D_1$; $\varphi = 225°$: $R_2 = 1{,}0D_1$; при $\varphi = 270°$: $R_2 = 1{,}44D_1$.

Расчет спиральной камеры круглого сечения по закону $v_u r = \mathrm{const}$. Для проектируемой турбины известных параметров ($H_р$; $N_р$; n) принимают ширину блока и угол охвата спиральной камеры φ. Расчет спиральной камеры проводят в следующей последовательности:

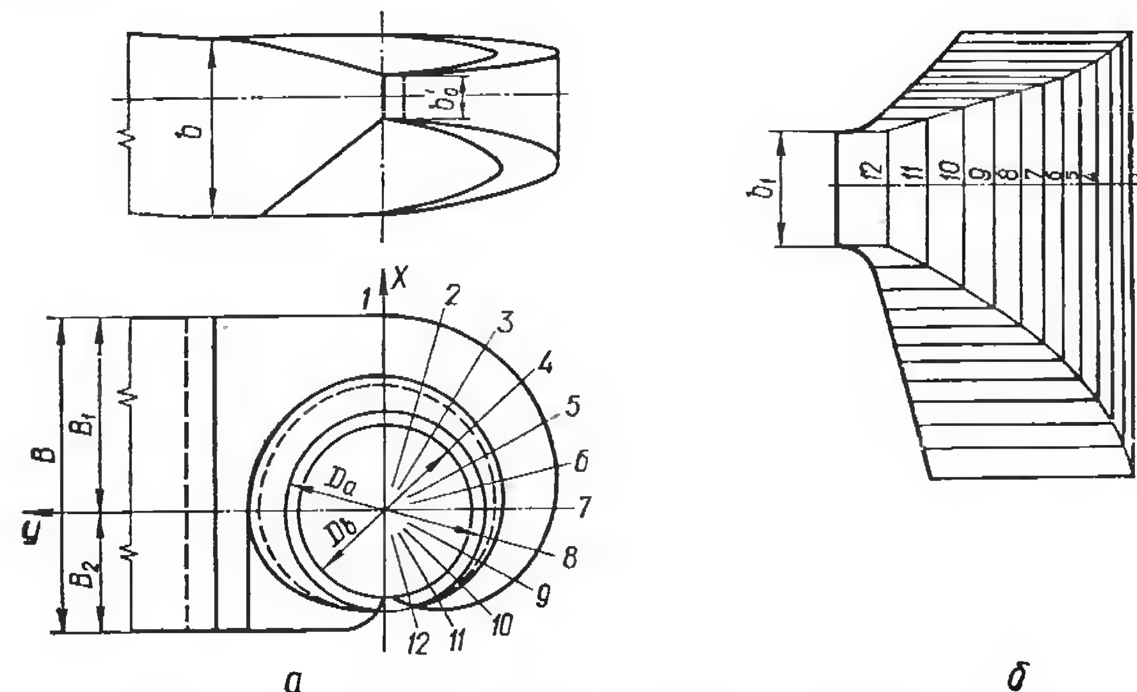


Рис. 142. Теоретический чертеж бетонной спиральной камеры:
а — вертикальная проекция и план камеры; *б* — радиальные сечения камеры.

1. Принимают скорость потока во входном сечении (рис. 138).
2. Расход через входное сечение спирали

$$Q_{\text{вх}} = Q_р \frac{\varphi}{360°}.$$

3. Определяют площадь входного сечения и его радиус:

$$F_{\text{вх}} = \frac{Q_{\text{вх}}}{v_{\text{вх}}}; \quad \rho_{\text{вх}} = \sqrt{\frac{F_{\text{вх}}}{\pi}}. \qquad (396)$$

4. Расход через любое круглое сечение спирали (рис. 143)

$$\begin{aligned} Q_{\varphi_i} &= \int_{r_b}^{R} b(r)\,v_u\,dr = K \int_{a-\rho}^{a+\rho} \frac{2\sqrt{\rho^2 - (r - a)^2}}{r}\,dr = \\ &= 2\pi K\left(a - \sqrt{a^2 - \rho^2}\right), \end{aligned} \qquad (397)$$

где ρ — радиус рассчитываемого сечения; a — расстояние центра сечения до оси турбины.

С другой стороны, согласно (370)

$$Q_{\varphi_i} = Q_p \frac{\varphi_i}{360^\circ}.$$

Приравнивая правые части уравнений (370) и (397) и обозначая

$$Q_p/2\pi K = \frac{1}{C}; \quad \varphi_i/360^\circ = \varphi,$$

получают зависимость

$$\frac{1}{C}\varphi = a - \sqrt{a^2 - \rho^2}. \qquad (398)$$

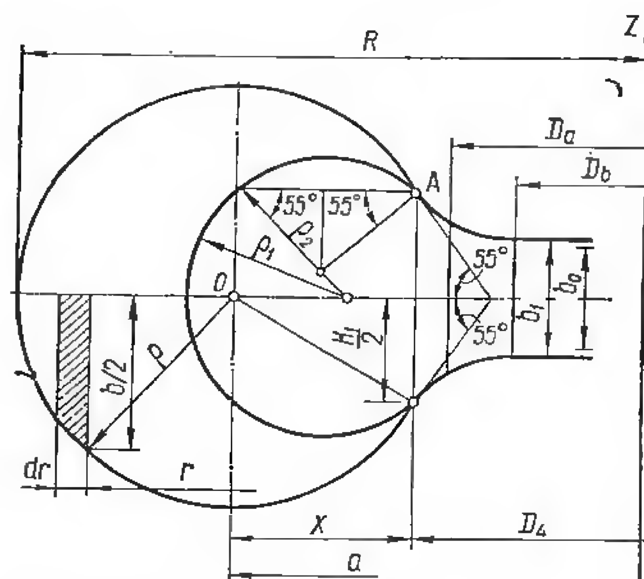


Рис. 143. Геометрические соотношения сечений спиральной камеры круглого сечения.

Для входного сечения спиральной камеры (рис. 143):

$$a_{вх} = R_4 + \sqrt{\rho_{вх}^2 - \left(\frac{H_1}{2}\right)^2}; \qquad (399)$$

$$C = \frac{\varphi_{вх}}{a_{вх} - \sqrt{a_{вх}^2 - \rho_{вх}^2}}; \qquad (400)$$

$$K = \frac{Q_p C}{2\pi}, \qquad (401)$$

где $\varphi_{вх}$ — угол расположения входного сечения, равный углу охвата спиральной камеры:

Подставляя a из (399) в уравнение (398) и обозначая $\sqrt{\rho_{вх}^2 - \left(\frac{H_1}{2}\right)^2} = x$, получают уравнение, которое решают относительно x:

$$x = \frac{\varphi}{C} + \sqrt{2R_4\frac{\varphi}{C} - \left(\frac{H_1}{2}\right)^2}. \qquad (402)$$

После чего вычисляют расстояние до центра расчетного сечения

$$a = R_4 + x. \qquad (403)$$

5. Радиус любого сечения

$$\rho_i = \sqrt{x_i^2 + \left(\frac{H_1}{2}\right)^2}. \qquad (404)$$

Наружный радиус сечения

$$R_i = a_i + \rho_i. \qquad (405)$$

Все расчеты помещают в табл. 39.

Таблица 39. **Расчет спиральной камеры круглого сечения по закону $\varphi_u r = \text{const}$** $\left(R_4 = 2{,}07\ м;\ \frac{1}{c} = 0{,}412;\ \left(\frac{b_1}{2}\right)^2 = 0{,}32\right)$

Сечения спиральной камеры	φ	$\varphi/360$	$\varphi\frac{1}{c}$	$2R_4\varphi\frac{1}{c}$	$[4]-\left(\frac{b_1}{2}\right)^2$	$\sqrt{[5]}$	$x=[6]+[3]$	x^2	$\rho^2=x^2+\left(\frac{H_1}{2}\right)^2$	$\rho=\sqrt{[9]}$	$a=R_4+x$	$R=\rho+a$
1	345°	0,958	0,395	1,64	1,32	1,149	1,544	2,39	2,71	1,635	3,619	5,254
2	330°	0,916	0,377	1,565	1,245	1,115	1,492	2,23	2,55	1,595	3,562	5,157
3	315°	0,875	0,360	1,495	1,175	1,08	1,44	2,07	2,39	1,545	3,51	5,055
4	300°	0,833	0,343	1,421	1,101	1,05	1,393	1,94	2,26	1,505	3,463	4,968
5	285°	0,792	0,326	1,35	1,03	1,015	1,341	1,8	2,12	1,457	3,411	4,868
6	270°	0,75	0,308	1,28	0,96	0,978	1,287	1,66	1,98	1,41	3,357	4,767
7	255°	0,709	0,292	1,21	0,89	0,944	1,236	1,53	1,85	1,362	3,306	4,668
8	240°	0,666	0,274	1,135	0,815	0,901	1,175	1,38	1,7	1,305	3,245	4,55
9	225°	0,625	0,257	1,065	0,745	0,862	1,119	1,25	1,57	1,255	3,189	4,444
10	210°	0,584	0,24	0,995	0,675	0,821	1,061	1,13	1,45	1,205	3,131	4,336
11	195°	0,541	0,223	0,925	0,605	0,777	1,00	1,0	1,32	1,15	3,07	4,22
12	180°	0,5	0,207	0,86	0,54	0,734	0,941	0,89	1,21	1,1	3,011	4,111
13	165°	0,458	0,189	0,785	0,465	0,682	0,871	0,76	1,08	1,049	2,941	3,981

Примечание. В квадратных скобках указаны номера граф, из которых в расчетные выражения подставляют требуемые величины.

6. Для проверки плавности изменения сечений и средних скоростей потока через них строят кривые $R = f(\varphi)$ и $v_c = f(R)$ (рис. 144; 145). Для уменьшения скоростей потока в районе зуба площади сечений на этом участке несколько увеличивают.

7. Чтобы расчетные сечения касались статора в заданной точке A (рис. 143), часть сечений спирали выполняют эллиптической формы.

Больший радиус эллиптического сечения

$$\rho_1 = \frac{H_1}{2 \sin \alpha_k} = \text{const}, \qquad (406)$$

где $\frac{H_1}{2}$ и $\alpha_k = 55°$ — известные величины (рис. 143).

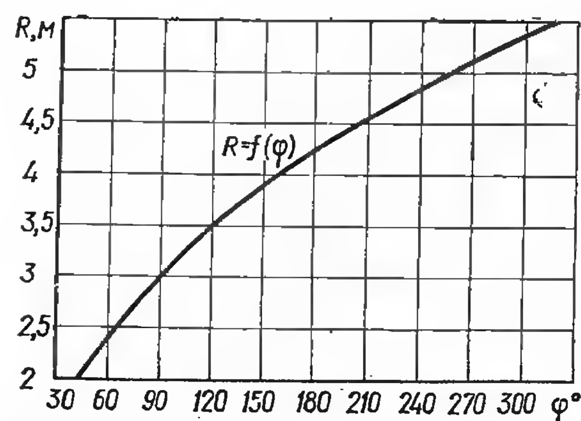


Рис. 144. Изменение наружного радиуса спиральной камеры $R = f(\varphi)$.

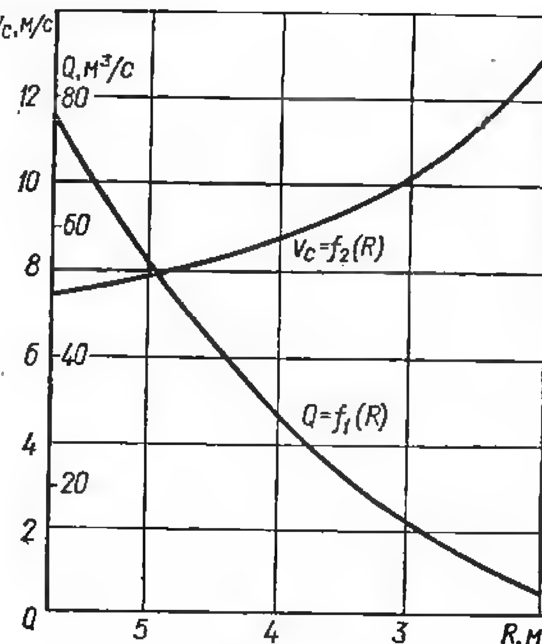


Рис. 145. Изменение средней скорости и расхода вдоль спиральной камеры.

Вычисленное значение ρ_1 принимают постоянным для всех эллиптических сечений.

8. Меньший радиус эллиптического сечения

$$\rho_2 = \frac{R - [R_4 + \rho_1 (1 - \cos \alpha_k)]}{2 \cos \alpha_k}, \qquad (407)$$

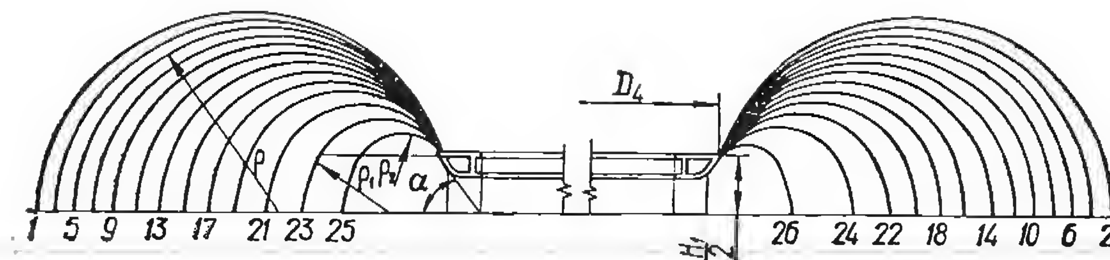
где значение R принимают по графику $R = f(\varphi)$.

9. Определяют угол δ потока в спирали при помощи уравнения (384).

10. Выполняют теоретический чертеж спиральной камеры (рис. 146).

Пример расчета спиральной камеры по закону $v_u r = \text{const}$. Исходные данные: номинальная мощность турбины $N_р = 51{,}5$ *Мвт*; расчетный напор $H_р = 86{,}5$ *м*; диаметр рабочего колеса $D_1 = 2{,}5$ *м*; частота вращения $n = 250$ *об/мин*; расход через турбину при $N_р$ и $H_р$: $Q_р = 66$ *м³/с*.

По нормалям (см. табл. 37) выбирают высоту направляющего аппарата $b_0 = 0{,}25$, $D_1 = 625$ *мм* и высоту статора $b_1 = b_0 + 20 = 645$ *мм*. Основные размеры статора для $D_1 = 250$ *мм*: $D_a = 3900$ *мм*; $D_b = 3400$ *мм*; $D_4 = 4150$ *мм*; $R = 250$ *мм*; $h_1 = 250$ *мм*.



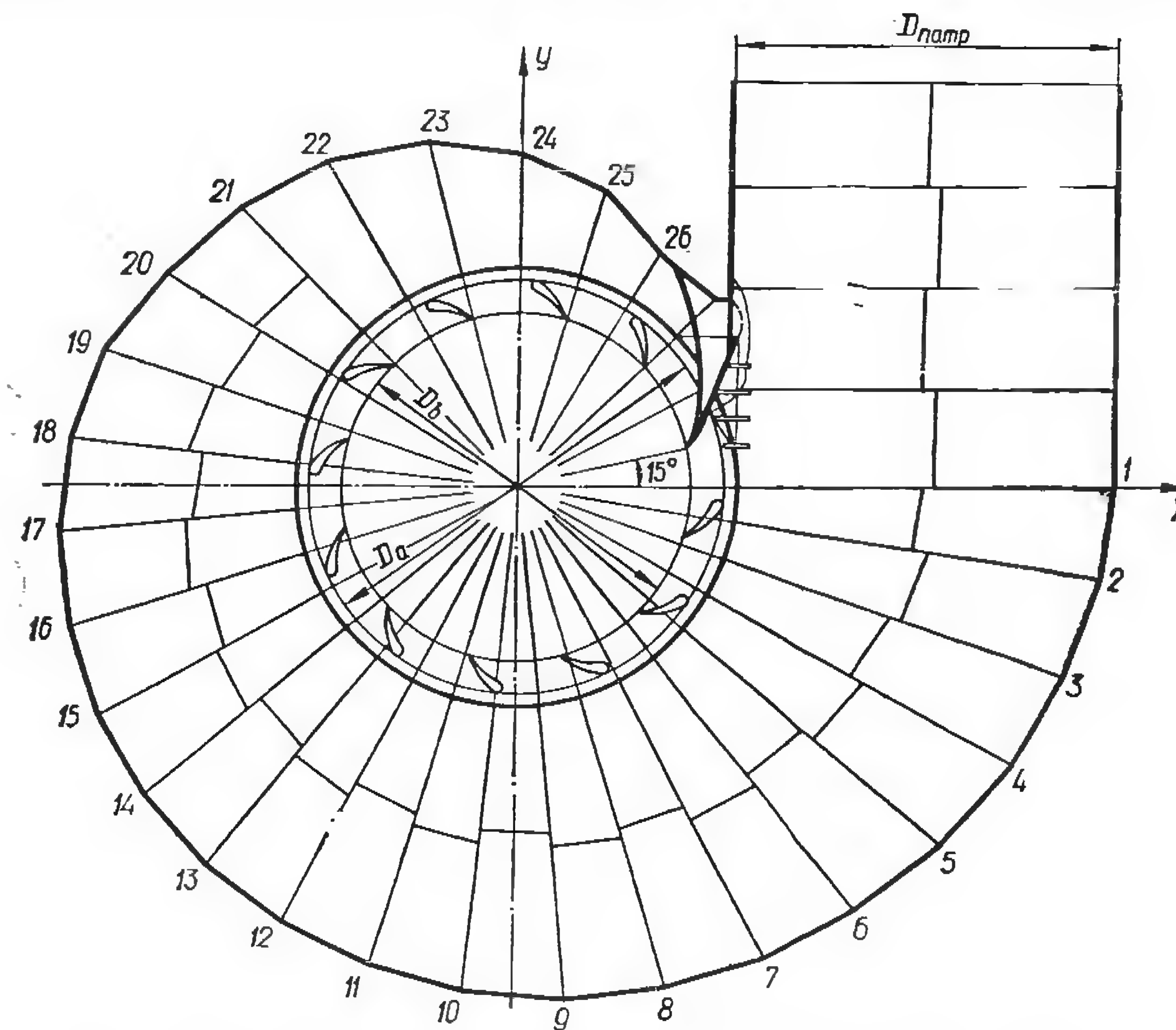


Рис. 146. Теоретический чертеж спиральной камеры круглого сечения.

Полная высота статора (рис. 140, *в*)

$$H_1 = b_1 + 2h_1 = 645 + 2 \cdot 250 = 1145 \text{ мм}.$$

Скорость во входном сечении спиральной камеры принимают по графику

$$v_{ср} = f(H), \text{ откуда } v_{ср} = 7{,}54 \text{ м/с}.$$

Вычисляют расход через входное сечение

$$Q_{вх} = Q_р \frac{\varphi}{360°} = 66 \cdot \frac{345°}{360°} = 63{,}2 \text{ м}^3/с.$$

Площадь входного сечения спиральной камеры:

$$F_{вх} = \frac{Q_{вх}}{v_{ср}} = \frac{63{,}2}{7{,}54} = 8{,}38 \text{ м}^2.$$

Радиус входного сечения

$$\rho_{вх} = \sqrt{\frac{F_{вх}}{\pi}} = \sqrt{\frac{8,38}{3,14}} = 1,635 \ м = 1635 \ мм.$$

Расстояние от оси турбины до центра входного сечения

$$a = R_4 + \sqrt{\rho_{вх}^2 - \left(\frac{H_1}{2}\right)^2} = \frac{4,15}{2} + \sqrt{1,635^2 - 0,057^2} = 3,619 \quad м = 3619 \quad мм.$$

Наружный радиус входного сечения

$$R_{вх} = a + \rho = 3619 + 1635 = 5254 \ мм.$$

Значение $\frac{\varphi}{c}$ входного сечения определяют по формуле (362):

$$\left(\frac{\varphi}{c}\right)_{вх} = a - \sqrt{a^2 - \rho^2} = 4,285 - \sqrt{18,4 - 2,67} = 0,395.$$

При принятом значении $\varphi_{вх} = \frac{345}{360} = 0,958$:

$$\frac{1}{c} = \frac{0,395}{0,958} = 0,412.$$

Последовательно задаваясь рядом значений углов φ_i через $\Delta\varphi = 15°$, рассчитывают все сечения спиральной камеры.

Определяют размеры эллиптических сечений спиральной камеры.

$$\rho_{\rm I} = \frac{\frac{H_{\rm I}}{2}}{\sin\alpha_k} = \frac{0,573}{\sin 35°} \simeq 1000 \ мм$$

(значение $\rho_{\rm I}$ сохраняют постоянным для всех эллиптических сечений).

Величина ρ_2 переменна и зависит от радиуса R наружного контура спиральной камеры (рис. 144):

$$\rho_2 = \frac{R - [2,07 + 1,00(1 - \cos 35°)]}{2\cos 35°} = \frac{R - 2,164}{1,81}, \ мм.$$

Размеры эллиптических сечений приведены в табл. 40.

Таблица 40. **Размеры эллиптических сечений спиральной камеры**

Сечения	φ	ρ, мм	R, мм	ρ₂, мм
15	150°	1000	3800	907
16	135°		3620	805
17	120°		3460	712
18	105°		3300	627
19	90°		3080	506
20	75°		2850	379
21	60°		2600	208
22	45°		2300	—

Вычисляют угол потока в спиральной камере (на входе в колонны статора)

$$\mathrm{tg}\,\delta = \frac{v_r}{v_u} = \frac{Q/2\pi r_0 b_{\rm I}}{k/r_0} = \frac{0,412}{0,645} = 0,639; \quad \delta = 32°36'.$$

Постоянную спиральной камеры определяют по формуле

$$k = \frac{Q_р}{2\pi\frac{1}{c}} = \frac{66}{6,28 \cdot 0,412} = 25,5 \ м^2/с.$$

§ 70. Влияние спиральной камеры на энергетические характеристики турбины

Потери энергии в спиральной камере, статоре и направляющем аппарате уменьшают энергию потока на входе в рабочее колесо и, следовательно, влияют на КПД турбины. Основными потерями энергии в спиральной камере являются потери по длине, которые можно приближенно определить по формуле Дарси

$$h_{сп} = \lambda\frac{l}{4R_г}\frac{v^2}{2g}. \tag{408}$$

Так как в спиральных камерах натурных гидротурбин движение жидкости гидродинамически шероховатое ($Re > 10^6$), величина λ не зависит от числа Re, и потери энергии в спиральной камере подчиняются квадратичному закону

$$h_{сп} = \zeta_{сп}\frac{v^2}{2g}. \tag{409}$$

Коэффициент потерь ζ обычно относят к средней скорости потока $v_{вх}$ во входном сечении спиральной камеры

$$v_{вх} = \alpha\sqrt{H} = \frac{Q'_{\rm I}\sqrt{H}\varphi}{\frac{F_{вх}}{D_1^2}360°}. \tag{410}$$

Разделив потери на напор турбины

$$\frac{h_{сп}}{H} = \zeta_{сп}\frac{v_{вх}^2}{2gH} \tag{411}$$

и подставив значение $v_{вх}$ в (411), получают

$$\frac{h_{сп}}{H} = \frac{\zeta_{сп}}{2g}\alpha^2 = \frac{\zeta_{сп}}{2g}\left(\frac{Q'_{\rm I}\varphi}{F_{вх}360°}\right)^2. \tag{412}$$

В общем случае коэффициент потерь энергии зависит от угла охвата спиральной камеры, изменения средней скорости по длине спирального канала и формы его поперечного сечения. Расчетные и экспериментальные исследования показывают, что величина относительной кинетической энергии в спиральной камере невелика $v_{вх}^2/2gH = 2 \div 4\%$ и потери энергии в ней незначительны. Согласно опытным данным для турбинной камеры трапециевидного

сечения с углом охвата $\varphi = 180°$ $\zeta_{сп} = 0{,}07 \div 0{,}09$; для спиральных камер с ромбовидными сечениями при $\varphi = 345°$ $\zeta_{сп} = 0{,}22 \div 0{,}24$.

Относительные потери энергии в спиральных камерах осевых турбин на режиме номинальной мощности можно принять в пределах от 0,26% (при $\alpha = 0{,}8$) до 0,41% (при $\alpha = 1$) в зависимости от размеров спиральной камеры и напора.

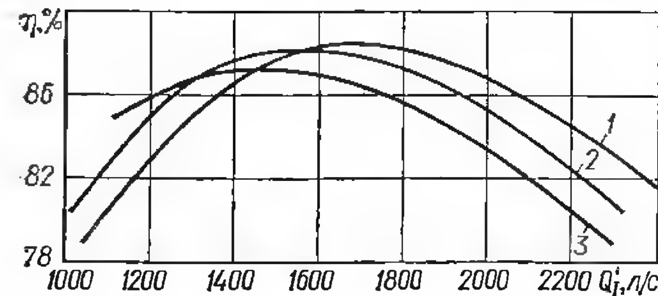


Рис. 147. Влияние размеров входного сечения и угла охвата бетонной спиральной камеры на КПД осевой гидротурбины: 1 — $\varphi = 180°$; $\alpha = 0{,}7$; 2 — $\varphi = 180°$; $\alpha = 1{,}2$; 3 — $\varphi = 135°$; $\alpha = 1$.

Для радиально-осевых турбин относительные потери энергии в спиральных камерах при $\varphi = 345°$ составляют $0{,}22 \div 0{,}25\%$ ($H = 400 \div 500$ *м*) и $0{,}6 \div 0{,}67\%$ ($H = 45$ *м*).

Спиральные камеры различной формы и размеров формируют разные потоки на входе в статор и направляющий аппарат, влияя на величину потерь энергии в них и КПД гидротурбины. Углы потока в различных спиральных камерах существенно отличаются между собой ($\delta = 25° \div 45°$); в результате лопатки направляющего аппарата обтекаются потоком при различных углах атаки. Поэтому форму лопатки направляющего аппарата следует согласовывать с типом спиральной камеры.

Спиральная камера гидротурбины подводит поток с определенной циркуляцией, величина которой $\Gamma = 2\pi R_{вх} v_{вх}$ зависит от площади входного сечения и угла охвата. При увеличении входной площади и уменьшении угла охвата циркуляция, создаваемая спиральной камерой, уменьшается, а поток становится более радиальным (бóльшие углы потока δ на входе в статор и направляющий аппарат). В результате минимальные потери в направляющем аппарате имеют место при бóльших открытиях, и оптимальный режим

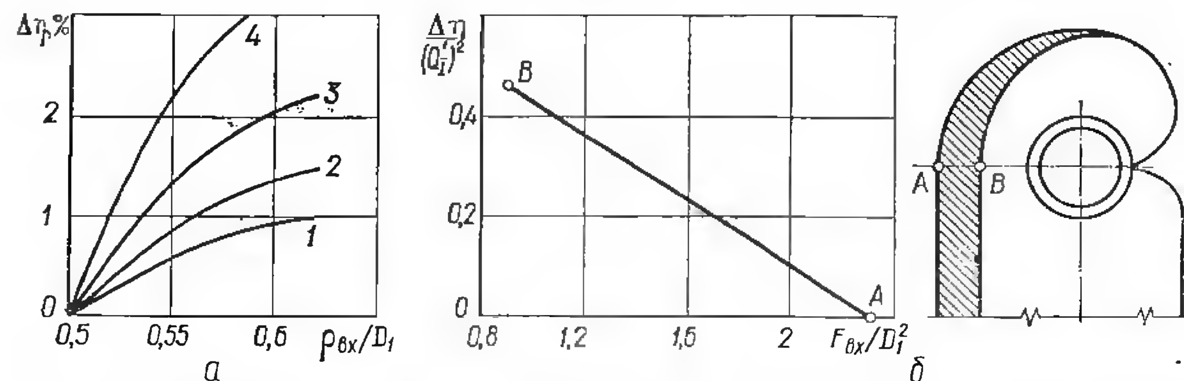


Рис. 148. Влияние площади входного сечения спиральной камеры на КПД турбины:

а — радиально-осевой с металлической спиральной камерой: 1 — $Q'_I = 900$ *л/с*; 2 — 1000 *л/с*; 3 — 1100 *л/с*; 4 — 1200 *л/с*; *б* — осевой с бетонной спиральной камерой.

турбины смещается в зону увеличенных расходов (рис. 147). Уменьшение площади входного сечения спиральной камеры, спроектированной по закону $v_u r = \text{const}$, как правило, приводит к снижению КПД турбины на величину $\Delta\eta$ (рис. 148, *а*, *б*), а уменьшение угла охвата одновременно ухудшает пульсационные характеристики турбины.

Увеличение размеров спиральных камер, с одной стороны, приводит к удорожанию здания ГЭС и, с другой стороны, обеспечивает рост КПД турбины, ее мощности и выработки электроэнергии. Поэтому задача по выбору оптимальных размеров турбинной камеры должна решаться на основе технико-экономического анализа ряда ее вариантов.

§ 71. Профилирование колонн статора гидротурбины

Статор турбины предназначен для передачи осевых нагрузок гидроагрегата, бетонного массива и вспомогательного оборудования на фундамент здания станции. С конструктивной точки зрения он

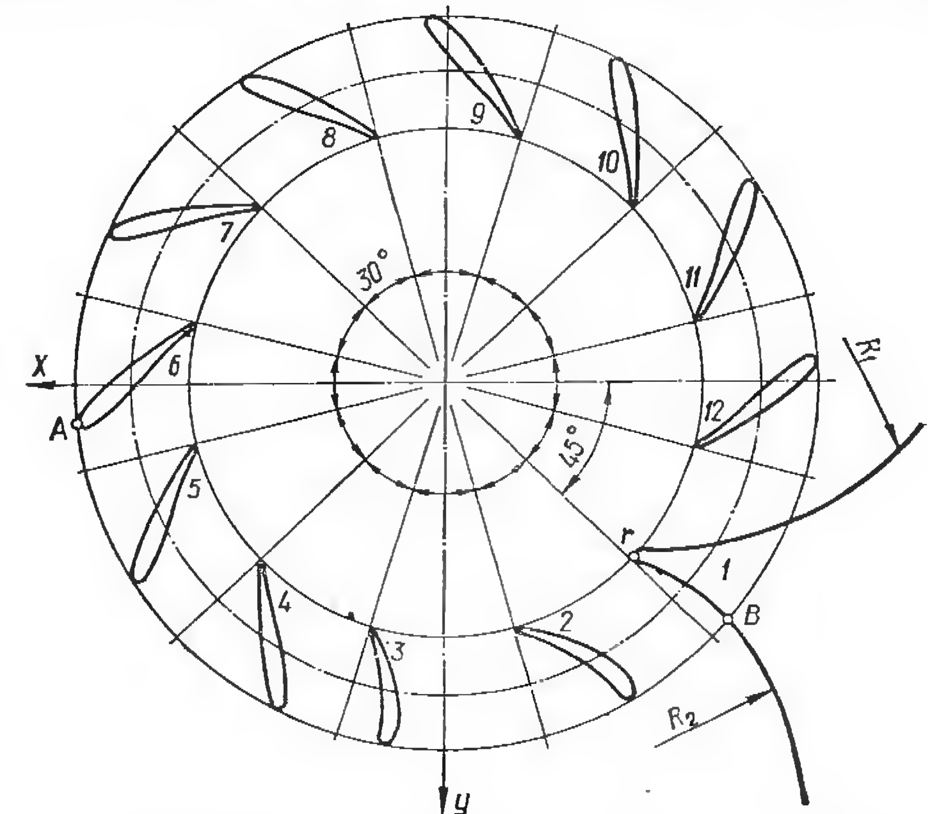


Рис. 149. Схема расположения колонн статора в турбинной камере.

представляет собою колонны, связанные между собой при помощи верхнего и нижнего поясов. Иногда при небольших напорах вместо общего нижнего пояса каждая колонна статора имеет специальную опору — башмак. В отечественной практике число колонн статора обычно принимают равным половине числа лопаток направляющего аппарата, а их максимальная толщина $\left(\bar{\delta}_{max} = \frac{\delta}{l} = 15 \div 20\%\right.$

длины хорды) выбирается на основании расчетов на прочность с учетом нагрузок, действующих на статор.

Опытные исследования показывают, что оптимальные энергетические показатели турбины достигаются в случае равенства угла выхода потока из статора и угла входа потока на лопатки направляющего аппарата при его расчетном открытии.

Для обеспечения минимальных гидравлических сопротивлений скелет колонны статора должен являться продолжением линии тока потока, формируемого спиральной частью камеры. Выше было показано, что линии тока в спиральной части, рассчитанной по закону $v_u r = \text{const}$, близки к логарифмической спирали.

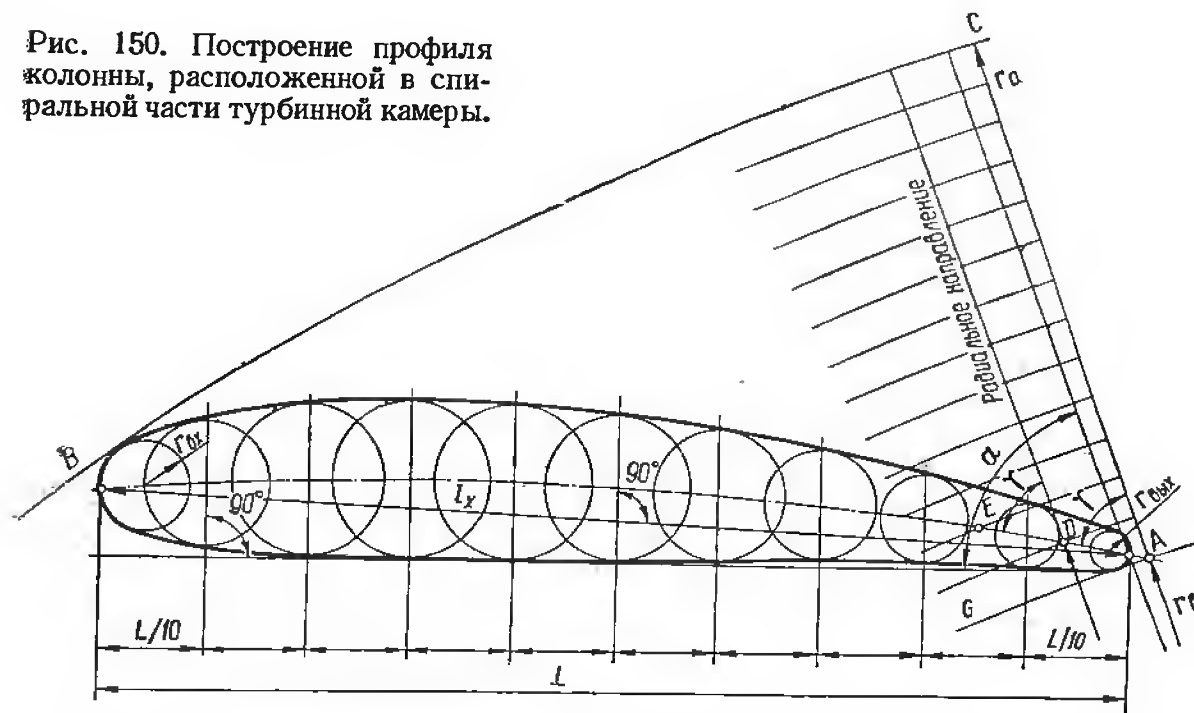


Рис. 150. Построение профиля колонны, расположенной в спиральной части турбинной камеры.

В случае турбинной камеры с неполным углом охвата форма колонн, расположенных в открытой части камеры, существенно отличается от колонн, находящихся в спиральной части (рис. 149). Колонны в спиральной части камеры имеют одинаковую форму и расположены равномерно по периметру статора.

Построение профиля колонн статора, расположенных в спиральном канале [25]. В качестве скелета профиля принимают отрезок логарифмической спирали, которую строят исходя из условия постоянства угла δ между касательной к линии тока и радиусом-вектором в рассматриваемой точке (рис. 150). Зная δ, вычисляют угол между радиальным направлением и элементом скелета колонны

$$\gamma = 90° - (\delta + \Delta\delta), \tag{413}$$

где δ — угол потока, создаваемый спиральной камерой (см. уравнение 384), $\Delta\delta$ — увеличение угла потока в области статора за счет стеснения потока колоннами, $\Delta\delta = 3 \div 5°$.

Последовательность построения скелета профиля колонны следующая. При помощи известных радиусов расположения кромок колонны статора r_a и r_b проводят дуги CB и AG. Отрезок AC делят на $n \geqslant 10$ равных частей (рис.150), и через точки деления проводят дуги окружностей. Из точки A под углом γ к AC проводят луч $AД$ до пересечения со следующей дугой. Через полученную точку проводят радиус-вектор $OД$ и к нему луч $ДE$ под углом γ. Построение продолжают до получения точки пересечения соответствующего луча с дугой CB. Точки пересечения $Д$, E и т. д. соединяют плавной кривой, которая является скелетом профиля колонны. Для построения профиля конечной толщины принимают закон распределения толщин, используемый в практике проектирования колонн статора:

x, %	10	20	30	33	40	50	60	70	80	90
δ, %	80,8	94,5	92,5	100	99,5	92,9	83	69,2	55,5	40

Очертания входной и выходной кромок колонны выполняют радиусами $r_{вх} = (0{,}27 \div 0{,}3)\ r_{вх}$ и $r_{вых} = (0{,}4 \div 0{,}5)\ \delta_{max}$. Положение колонны в статоре фиксируется углом α между внешней хордой колонны и радиальным направлением. Допуск на угол α установки колонны принимают $+2°$, $-4°$.

Построение профиля колонн, расположенных в открытой части спиральной камеры. Форма колонн статора и их расположение зависят от угла охвата спиральной камеры. Для обеспечения осесимметричного потока на входе в направляющий аппарат угол потока δ на выходе из колонн должен быть одинаковым по всему периметру статора. Угол $\delta_{вх}$ потока на входе в колонны статора различен в зависимости от их расположения в открытой части камеры и обычно задается на основании данных замера потока на входе в статор модельной турбины. В открытой части камеры угол δ сначала уменьшается до нуля, а затем принимает отрицательное значение у зуба спиральной камеры. Поэтому форму колонны у зуба выполняют отрицательной кривизны. Например, для спиральной камеры с углом охвата $\varphi = 225°$ входные углы колонн 2 и 3 в районе зуба равны $\delta_{вх} = 70°$; колонны 4— $\delta_{вх} = 40°$ (рис. 149). Форма колонн в спиральной части одинакова (построение скелета такой колонны изложено выше).

При отсутствии данных исследования потока в открытой части турбинной камеры можно задаться линейным характером изменения окружной составляющей v_u между точками A (входное сечение) и B (зуб спирали) [11]. При этом составляющие скорости в любой точке потока на входе в статор определяют из выражений:

$$\left.\begin{aligned} v_u &= v_{u_B} + \frac{v_{u_A} - v_{u_B}}{\varphi_1}\varphi; \\ v_r &= \frac{Q_р}{2\pi r_в b_1}, \end{aligned}\right\} \tag{414}$$

1/2 10 7-204

где φ_1 — угол, занимаемый открытой частью камеры; φ — угол расположения проектируемой колонны.

Составляющая v_{uB} у зуба спиральной камеры

$$v_{uB} = v_{rB} \operatorname{ctg} \gamma' = \frac{Q_p}{2\pi r_b b_1} \operatorname{ctg} \gamma' \quad (415)$$

(угол γ' определяют из треугольника скоростей в точке B зуба, рис. 149).

Согласно (378) составляющая во входном сечении спиральной части

$$v_{u_A} = \frac{K}{r_a},$$

где K — постоянная спиральной камеры.

Определив величины v_r и v_u, вычисляют угол потока на входе в колонну

$$\operatorname{tg} \delta_{вх} = \frac{v_r}{v_u}. \quad (416)$$

При помощи углов потока $\delta_{вх}$ и $\delta_{вых}$ на входе и на выходе из статора строят скелеты колонн, задаваясь, например, линейным законом изменения угла от входа до выхода из колонны. Скелеты колонн «одевают» профилем конечной толщины, используя закон распределения толщин или данные колонн спроектированных и изготовленных гидротурбин близких параметров.

Глава X. НАПРАВЛЯЮЩИЙ АППАРАТ

§72. Назначение и типы направляющих аппаратов

В реактивных гидротурбинах направляющий аппарат служит для: регулирования расхода через турбину и создания необходимой циркуляции перед рабочим колесом в соответствии с нагрузкой на агрегат; прекращения доступа воды к рабочему колесу, и остановки турбины; защиты агрегата от разгона при сбросе нагрузки.

Направляющий аппарат состоит из: нижнего и верхнего колец с подшипниками для цапф лопаток; лопаток, равномерно расположенных по периметру перед входом в рабочее колесо, и механизма поворота лопаток. Поворот лопаток осуществляется при помощи сервомоторов направляющего аппарата, поворачивающих регулирующее кольцо, серьги и рычаги, которые насажены на верхние цапфы лопаток. В гидротурбостроении применяют следующие типы направляющих аппаратов: радиальный (цилиндрический) (рис. 151, *а*) — оси направляющих лопаток параллельны оси турбины; конический — оси лопаток расположены под некоторым углом к оси турбины (рис. 151, *б*); осевой — оси лопаток перпендикулярны к оси турбины (рис. 151, *в*).

Радиальный (цилиндрический) направляющий аппарат применяют в радиально-осевых, диагональных и осевых вертикальных гидротурбинах. Конический направляющий аппарат находит применение в капсульных, реже в диагональных и вертикальных осевых гидротурбинах. Осевой направляющий аппарат применяют в прямоточных гидротурбинах.

Конструкция направляющего аппарата должна удовлетворять ряду требований [8; 11; 23], основные из которых следующие: максимальное открытие направляющего аппарата должно обеспечить

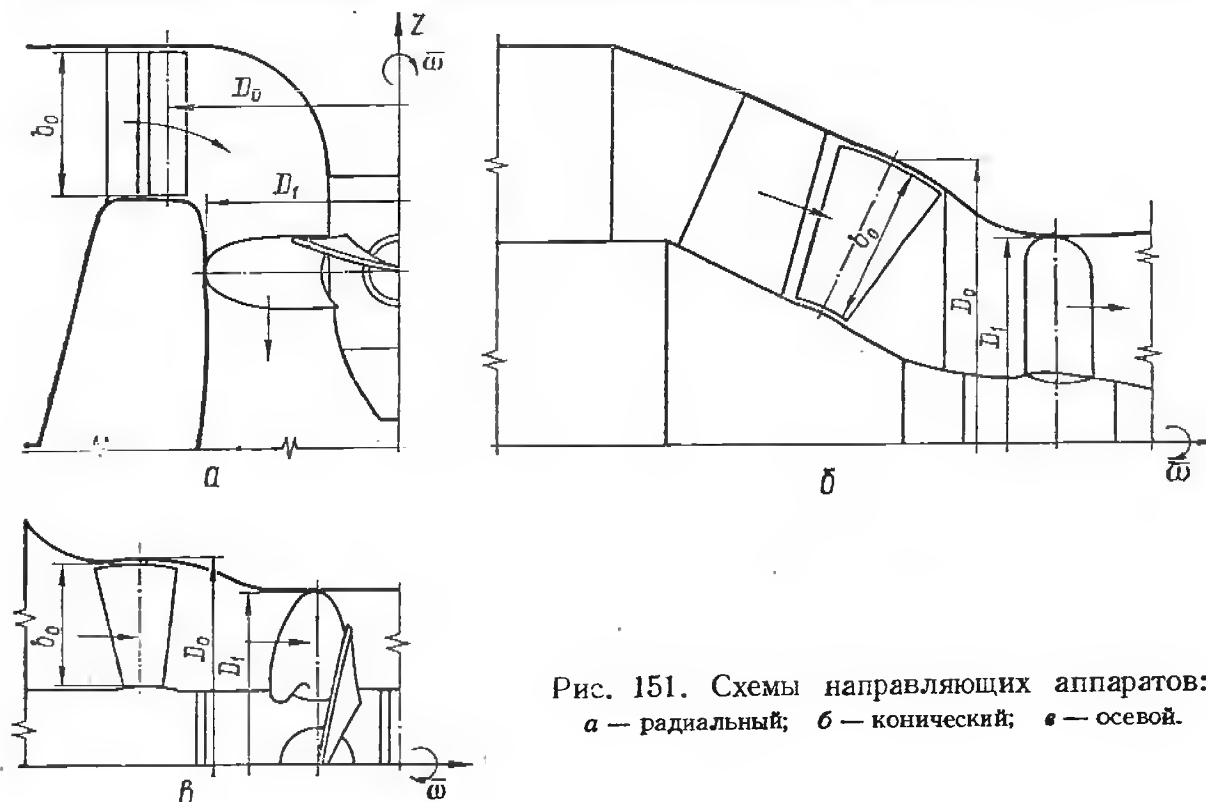


Рис. 151. Схемы направляющих аппаратов:
а — радиальный; *б* — конический; *в* — осевой.

расчетный расход через турбину (с запасом не менее 5%) и ее номинальную мощность; полное закрытие турбины при условии минимальных протечек через зазоры; в механизме поворота лопаток предусматривают специальное устройство, предохраняющее лопатки от поломки в случае попадания между ними инородных тел; при потере управления (разрушение предохранительного элемента) лопатка не должна поворачиваться под воздействием потока вокруг собственной оси.

Конструкции радиальных направляющих аппаратов вертикальных радиально-осевых и осевых гидротурбин нормализованы [8; 11; 23].

§ 73. Основные конструктивные и гидравлические параметры

Гидравлические и силовые характеристики направляющего аппарата определяются следующими параметрами (рис. 152): высотой направляющего аппарата b_0 или ее относительной величиной b_0/D_1;

диаметром окружности расположения осей лопаток D_0 или D_0/D_1; числом лопаток z_0; длиной хорды профиля лопатки L и густотой решетки $\frac{L}{t} = \frac{z_0 L}{\pi D_0}$; формой лопаток; открытием направляющего аппарата a_0; относительным эксцентриситетом $n = \frac{L_1' - L_2'}{2(L_1' + L_2')}$.

Круговая решетка имеет большую густоту $\left(\frac{L}{t} > 1\right)$, поэтому можно предположить, что в диапазоне рабочих открытий направление потока на выходе из радиального направляющего аппарата не зависит от угла натекания потока на его входе и определяется выходными углами лопаток.

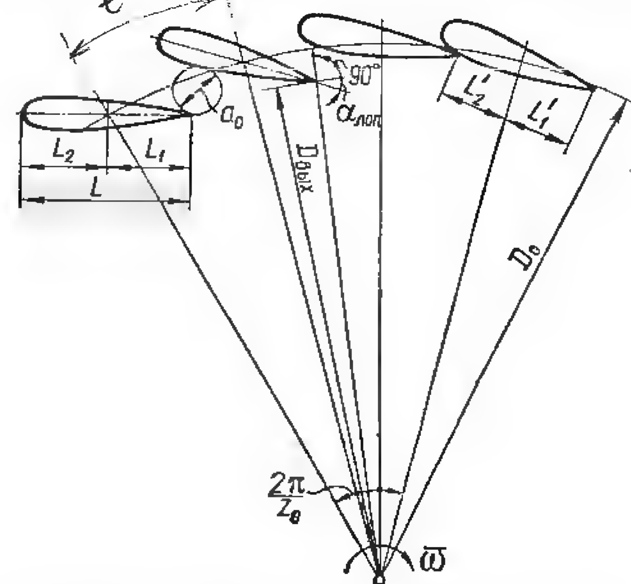


Рис. 152. Основные конструктивные параметры цилиндрического направляющего аппарата.

Для регулирования расхода через турбину изменяют положение лопаток. Величина открытия a_0 зависит от углового положения лопаток, размеров турбины (D_0) и числа лопаток (рис. 152). В практике исследования гидротурбин находит также применение безразмерная величина — *относительное открытие*:

$$\bar{a}_0 = \frac{a_0 z_0}{\pi D_0}. \qquad (417)$$

Относительное открытие $\bar{a}_0$ выражают в процентах от его максимального значения $a_{0\,max}$, когда лопатки находятся в радиальном положении:

$$a_{0\,max} = \frac{\pi D_{вых}}{z_0} \approx \frac{\pi D_1}{z_0}, \qquad (418)$$

где $D_{вых}$ — диаметр расположения выходных кромок лопатки.

В вертикальных гидротурбинах с радиальным направляющим аппаратом находят применение нормализованные лопатки: симметричные; асимметричные положительной кривизны (вогнутость лопатки обращена в сторону оси турбины); асимметричные отрицательной кривизны (рис. 153). На рис. 154 указаны размеры нормализованных лопаток, при помощи которых можно построить лопатку направляющего аппарата турбины (при заданном D_1). В последние годы разработан новый ОСТ на лопатки направляющих аппаратов.

Величина расхода через турбину зависит не только от открытия, но и от формы лопаток [7; 8]. В выражение для определения расхода через турбину (см. § 38) входит угол потока, который примерно

стр. 146

равен углу выходного элемента лопатки. При одном и том же открытии a_0 и разных формах лопаток угол потока на выходе из направляющего аппарата разный: $\alpha_{пот} < \alpha'_{пот} < \alpha''_{пот}$ (рис. 153).

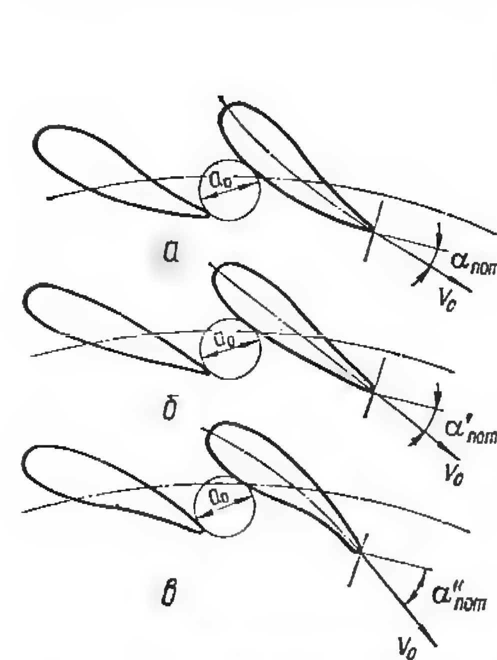


Рис. 153. Применяемые формы лопаток направляющего аппарата:

а — асимметричные лопатки отрицательной кривизны; *б* — симметричные лопатки; *в* — асимметрические лопатки положительной кривизны.

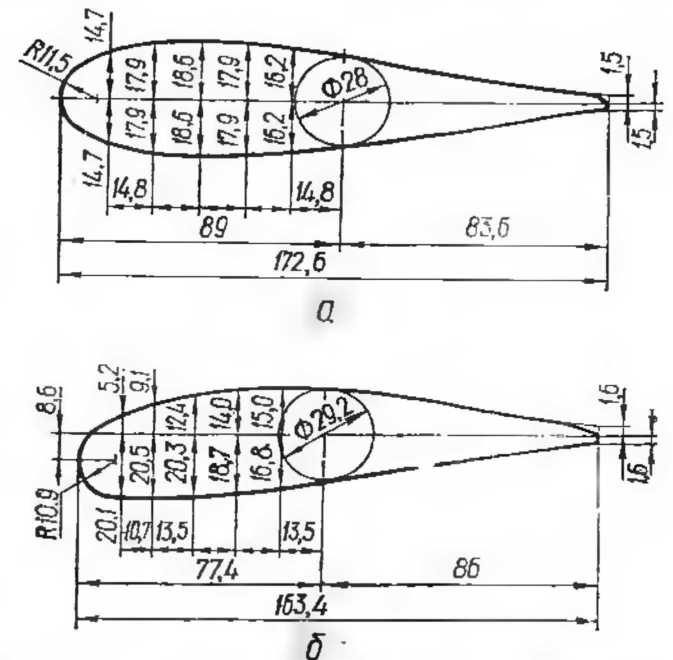


Рис. 154. Нормализованные формы лопаток направляющего аппарата:

а — симметричный; *б* — асимметричный профиль (размеры указаны для $D_1 = 1000$ *мм* и $z_0 = 24$).

Наибольший расход через турбину имеет место при установке асимметричных лопаток положительной кривизны, которые формируют поток перед рабочим колесом с наибольшими радиальными составляющими абсолютной скорости (рис. 155).

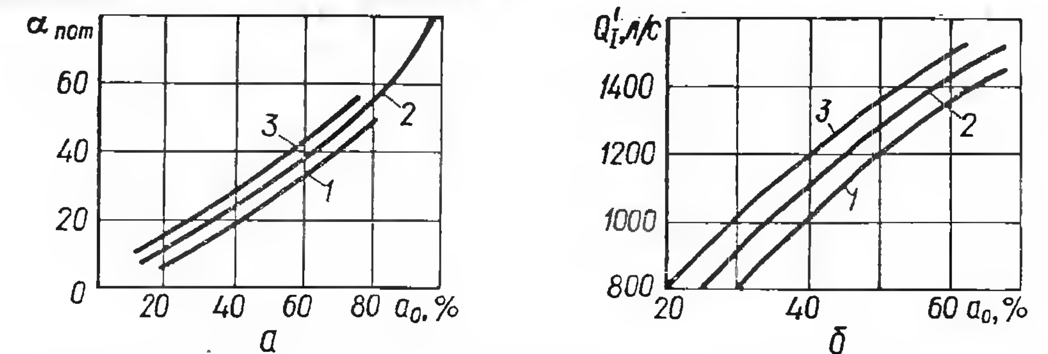


Рис. 155. Влияние формы лопатки направляющего аппарата на расход через турбину.

а — зависимость $\alpha_{пот} = f(\bar{a}_0)$; *б* — зависимость $Q_I' = f(\bar{a}_0)$; *1* — профиль отрицательной кривизны; *2* — симметричный; *3* — положительной кривизны.

Параметры направляющего аппарата b_0/D_1; D_0/D_1; z_0 нормализованы и выбираются в зависимости от напора и размеров гидротурбины. При увеличении b_0 и D_1 уменьшаются средние скорости и потери в направляющем аппарате, выравнивается поток на входе

в рабочее колесо и в результате увеличивается КПД гидротурбины, однако напряжения в лопатках не должны превышать допустимых значений.

Быстроходность турбины зависит от напора, на который она установлена. С другой стороны, быстроходность турбины определяется ее приведенными величинами. Гидравлические турбины малой и высокой быстроходности существенно отличаются по своей пропускной способности, которая, в частности, определяется высотой направляющего аппарата и его открытием. Минимальные потери энергии в направляющем аппарате и допустимые напряжения в лопатках получают выбором оптимальных значений b_0/D_1 и $\bar{a}_0$. Быстроходные турбины имеют бо́льшие значения b_0/D_1 и $\bar{a}_0$ по сравнению с тихоходными (рис. 156).

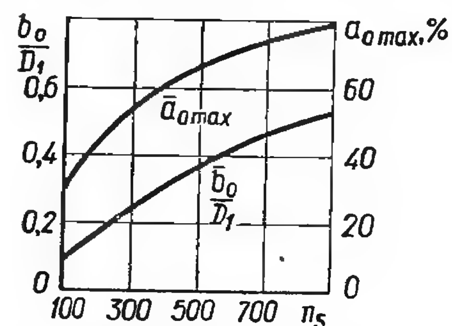


Рис. 156. Зависимость величин b_0/D_1 и $\bar{a}_{0\,max}$ от быстроходности турбин.

Зависимость между пропускной способностью турбины и параметрами направляющего аппарата получают, подставив в уравнение Л. Эйлера (для случая $(v_u r)_2 = 0$) значение момента скорости перед рабочим колесом, выраженное через параметры потока после направляющего аппарата $(v_u r)_1 = \frac{Q}{2\pi b_0} \times$ $\times \operatorname{ctg} \alpha_{пот}$:

$$\frac{\eta_г g H}{\omega} = \frac{Q}{2\pi b_0} \operatorname{ctg} \alpha_{пот}.$$

Выполнив преобразования

$$\frac{\eta_г g 30}{n_1' D_1} = \frac{\operatorname{ctg} \alpha_{пот}}{2b_0} Q_1',$$

определяют

$$Q_1' = \frac{b_0 \operatorname{tg} \alpha_{пот} 60 \eta_г g H}{D_1 n_1'}. \tag{419}$$

Таким образом, пропускная способность турбины и циркуляция на входе в рабочее колесо зависят от H, b_0, $\operatorname{tg}\alpha_{пот}$ и n_1'. Для тихоходных турбин принимают $b_0/D_1 = 0{,}08 \div 0{,}12$; номинальная мощность турбины обеспечивается при открытии $a_0 = (0{,}3 \div 0{,}5)\, a_{0\,max}$. Для быстроходных турбин относительная высота направляющего аппарата $b_0/D_1 = 0{,}3 \div 0{,}5$ и расчетное открытие $a_0 = (0{,}7 \div$ $\div\, 0{,}8)\, a_{0\,max}$.

§ 74. Поток, формируемый направляющим аппаратом

Данные исследований потока в каналах направляющего аппарата и на выходе из него используют для определения структуры потока на входе в рабочее колесо, которая необходима для профилирования лопасти и расчета рабочего колеса. Кроме того, такие

исследования нужны для: получения суммарных гидравлических характеристик направляющего аппарата как круговой решетки определенных параметров; выявления потерь энергии в направляющем аппарате и вызывающих их причин; определения силовых характеристик направляющего аппарата и расчетов на прочность.

Исследования потока в направляющем аппарате проводят, главным образом, экспериментально на различных установках. Сюда относят: исследования потока на входе и выходе из направляющего аппарата при помощи зондов; определение суммарных характеристик аппарата при помощи гидродинамической решетки, устанавливаемой вместо рабочего колеса; дренирование поверхностей лопаток с целью определения распределения давления на лопатке; тензометрические измерения сил и моментов, действующих со стороны потока на лопатки при различных открытиях и др.

Поток после цилиндрического аппарата формируется достаточно густой решеткой. Поэтому при рассмотрении потока после направляющего аппарата принимают ряд допущений. Полагают, что угол потока α_0 на выходе из направляющего аппарата равен углу выходного элемента лопатки $\alpha_{0\,пот} = \alpha_0$. В действительности имеется отклонение потока на выходе из направляющего аппарата, но поскольку оно небольшое, им пренебрегают. Можно предположить также, что величина угла α_0 не зависит от угла на входе (при условии безотрывного обтекания лопаток), а в зазоре между направляющим аппаратом и рабочим колесом отсутствуют потери энергии $(v_u r)_0 = (v_u r)_1$. Кроме того, обычно пренебрегают неравномерностью момента скорости потока по высоте направляющего аппарата. При принятых допущениях определяют углы потока на входе в рабочее колесо, выразив их через параметры направляющего аппарата и потока на выходе из него. На выходе из направляющего аппарата радиальную и окружную составляющие абсолютной скорости определяют по формулам:

$$\left.\begin{aligned} v_{r_0} &= \frac{Q}{2\pi r_0 b_0}; \\ v_{u_0} &= v_{r_0} \operatorname{ctg} \alpha_0. \end{aligned}\right\} \tag{420}$$

На входе в рабочее колесо:

$$\left.\begin{aligned} v_{m_1} &= \frac{Q}{F_1}; \\ v_{u_1} &= \frac{(v_u r)_0}{r_1} = \frac{Q \operatorname{ctg} \alpha_0}{2\pi b_0 r_1}. \end{aligned}\right\} \tag{421}$$

Из выражений (420) и (421) определяют угол потока на входе в рабочее колесо:

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{v_{m_1}}{v_{u_1}} = \frac{2\pi r_1 b_0}{F_1} \operatorname{tg} \alpha_0, \tag{422}$$

где F_1 — площадь потока на входе в рабочее колесо.

Приведенные зависимости получены в предположении постоянства скоростей в сечениях потока на выходе из направляющего аппарата и входе в рабочее колесо. В реальном потоке скорости и их составляющие распределены неравномерно по высоте направляющего аппарата. Неравномерность параметров потока на выходе из направляющего аппарата зависит от контуров проточной части турбины и режима ее работы. Представляет интерес, прежде всего, неравномерное распределение меридиональной скорости v_{m_0} и момента скорости $(v_u r)_0$ по высоте b_0 направляющего аппарата.

$$\left.\begin{aligned} v_{m_0} &= f_1(b_0); \\ (v_u r)_0 &= f_2(b_0). \end{aligned}\right\} \tag{423}$$

При расчете рабочих колес необходимо задаться характером распределения v_m и v_u на входе и на выходе из рабочего колеса (§§ 50, 56, 64). Зависимости вида (423) определяют, в основном, экспериментальным исследованием потока в выбранных сечениях проточной части шаровыми зондами. Чем турбина более быстроходна (бóльшие значения b_0/D_1 и малые радиусы поворота потока), тем больше может быть неравномерность скоростей в потоке на выходе из направляющего аппарата и на входе в рабочее колесо. Кроме того, неравномерность потока зависит от режима работы турбины. При максимальном открытии быстроходной турбины, когда лопатки находятся почти в радиальном положении, их воздействие на поток невелико. В этом случае, характер распределения скоростей на выходе из направляющего аппарата определяется, в основном, формой полости и расходом через турбину. На расчетном открытии поток близок к потенциальному [7; 28]. При уменьшении открытия момент скорости потока увеличивается и возросшие центробежные силы, вызванные вращением потока вокруг оси турбины, приводят к тому, что меридиональная скорость у нижнего обода становится меньшей, чем у втулки рабочего колеса.

Как следует из рассмотрения данных экспериментального исследования потока при помощи шаровых зондов, неравномерность распределения скоростей v_{m_0} и v_{u_0} в потоке после направляющего аппарата может достигать 10 ÷ 20% (меньшие значения для оптимального режима, бóльшие — для режима максимальной мощности), и ее необходимо учитывать при расчете рабочих колес.

В современных конструкциях для уменьшения габаритов и веса гидротурбин значения D_0/D_1 принимают обычно $D_0 = 1{,}14 \div 1{,}2$. В результате на большинстве открытий выходные кромки лопаток цилиндрического направляющего аппарата расположены непосредственно в зоне поворота потока из радиального направления в осевое. В этих условиях поток на выходе из направляющего аппарата не остается плоскопараллельным, а имеет место так называемый *скос потока*. При этом линии тока меридионального потока на выходе из направляющего аппарата образуют некоторый угол скоса φ с горизонтальными прямыми, проведенными через точки пересечения линий тока с выходной кромкой лопатки (рис. 157). Угол φ уменьшается от нижнего к верхнему кольцу направляющего аппарата. Распределение $v_{m_0} = f(b_0)$ и $\varphi = f(b_0)$ на выходе из направляющего аппарата определяют, замеряя поток зондами, или после построения меридионального потока в принятой полости турбины.

При профилировании лопасти радиально-осевой турбины при помощи одномерной теории неравномерность распределения скоростей v_{m_0} и v_{u_0} в потоке можно учесть, следуя рекомендациям М. Нехлеба. Выбрав кромки лопасти и предварительно задав положение выходной кромки лопатки на оптимальном открытии, определяют выходные и входные углы лопасти рабочего колеса. На выходе из рабочего колеса у обода в точке b_2 (рис. 157) задают положительную закрутку $(v_u r)_2$, которая согласно опытным данным составляет от 5 до 20% входной величины $(v_u r)_1$. У быстроходных рабочих колес закрутка больше, чем у тихоходных. По принятому значению $(v_u r)_2$ в точке b_2 определяют величину $(v_u r)_1$ на той же линии тока. Принимая поток в зазоре между рабочим колесом и направляющим аппаратом нерабочим, т. е. полагая $(v_u r)_0 = (v_u r)_1$, определяют окружную составляющую v_{u_0} для рассматриваемой линии тока на выходе из направляющего аппарата:

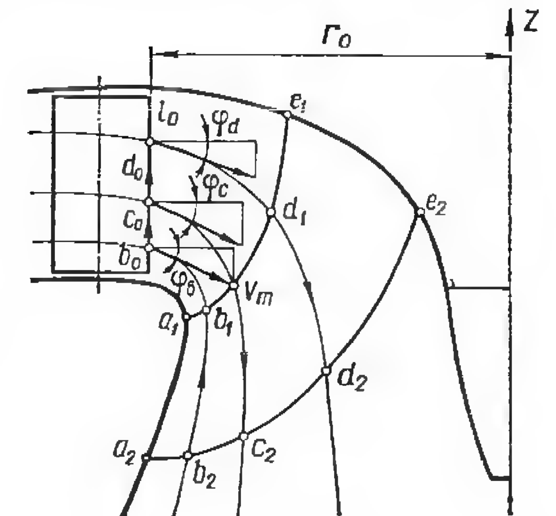


Рис. 157. Скос потока на выходе из радиального направляющего аппарата.

$$v_{u_0} = v_{u_1}\frac{r_1}{r_0}, \tag{424}$$

где r_0 — радиус расположения выходной кромки лопатки при оптимальном открытии.

Величиной $a_{0\,опт}$ предварительно задаются, учитывая данные отдельных испытаний турбин близкой быстроходности; в ходе расчета ее уточняют путем последовательных приближений. Значение v_{m_0} в рассматриваемой точке также известно, что позволяет вычислить выходной угол лопатки:

$$\operatorname{tg}\alpha_0 = \frac{v_{m_0}\cos\varphi}{v_{u_0}} = \text{const}. \tag{425}$$

Сопоставляют вычисленный угол α_0 с его принятой величиной при $a_{0\,опт}$. В случае существенного отличия углов задают новое положение выходной кромки лопатки и повторяют расчет до совпадения принятой и расчетной величин α_0. Полученная величина угла α_0 принимается постоянной по высоте направляющего аппарата,

поскольку лопатка незакрученная. По известным величинам a_0 и v_{m_0} находят значение v_{u_0} для всех линий тока, пользуясь зависимостью (425). Затем вычисляют величины $v_{u_1} = v_0 \frac{r_0}{r_1}$; v_{u_2}, β_1 и β_2 вдоль входной и выходной кромок лопасти. Таким образом, при принятых условиях в потоке на выходе из направляющего аппарата параметры потока на входе и выходе из рабочего колеса увязаны. В частности, можно задаться нормальным выходом из рабочего колеса у втулки (что обычно имеет место на оптимальном режиме) и в процессе аналогичных вычислений получить необходимые величины v_u и β для всех расчетных линий тока на входе и выходе из рабочего колеса (точки c_1 и c_2; d_1 и d_2 и т. д.). При этом у нижнего обода на выходе из рабочего колеса получается небольшая положительная закрутка.

§ 75. Потери энергии в радиальном направляющем аппарате

При выборе основных параметров направляющего аппарата и исследовании влияния формы лопатки на показатели турбин следует, хотя бы приближенно, оценить величину потерь энергии в нем. Расчетное определение профильных потерь энергии в круговой решетке радиального аппарата можно выполнить при помощи методики [20], изложенной в § 52. В настоящее время потоки в направляющих аппаратах исследуют, главным образом, при помощи специально поставленных экспериментов. Для качественной оценки потерь энергии в направляющем аппарате можно воспользоваться расчетными зависимостями, полученными путем замены круговой решетки прямой решеткой из пластин [7; 28]. На основании расчетных исследований прямой решетки из пластин получена приближенная формула для определения относительных потерь энергии в направляющем аппарате:

$$\zeta_{\text{н. а.}} = \frac{h_{\text{н. а.}}}{H} = \frac{1}{2\pi^2 g} C_x \frac{L/t}{\left(\frac{D_0}{D_1}\right)^2 \left(\frac{b_0}{D_1}\right)^2 \sin^3 \beta_{\text{уст}}} (Q_{\text{I}}')^2, \qquad (426)$$

где C_x — коэффициент сопротивления лопатки; $\beta_{\text{уст}}$ — угол установки лопатки, определяемый открытием направляющего аппарата; $L/t = 1,1$ — густота решетки цилиндрического аппарата. Из рассмотрения зависимости (426) следует, что в направляющем аппарате потери энергии зависят от геометрических соотношений D_0/D_1 и b_0/D_1, густоты решетки L/t, формы лопатки (C_x) и режима работы турбины ($\beta_{\text{уст}}$ и Q_{I}'). Для уменьшения потерь целесообразно увеличить значения D_0/D_1, b_0/D_1 и применить лопатки, форма которых согласована с потоком, формируемым спиральной камерой. Зависимость потерь от открытия сложная: при увеличении a_0 растет угол установки лопаток $\beta_{\text{уст}}$, при этом потери сначала уменьшаются, затем начинают расти (рис. 158). Потери энергии имеют минимальную

величину при $a_{0\,\text{опт}}$ и увеличиваются как при закрытии, так и при открытии направляющего аппарата. Потери энергии в направляющем аппарате тихоходной турбины в несколько раз больше, чем в быстроходной, что объясняется значительно большими скоростями

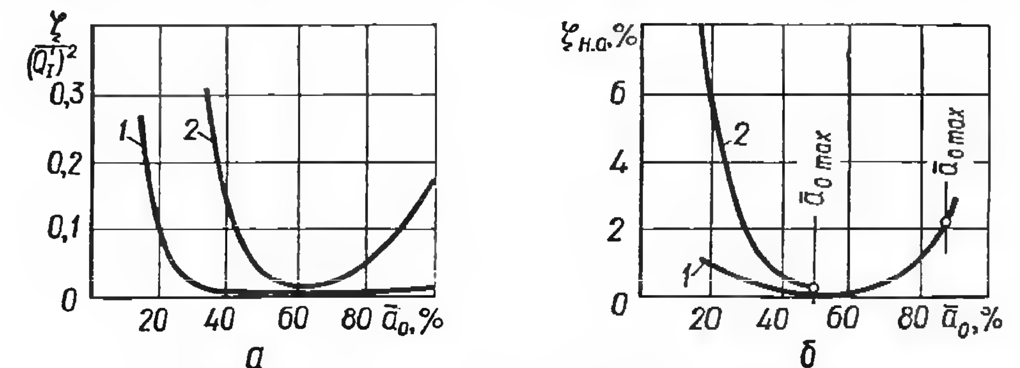


Рис. 158. Потери энергии в направляющем аппарате:
а — изменение относительных потерь; *б* — величина относительных потерь; *1* — быстроходная; *2* — тихоходная турбина.

потока в направляющем аппарате, высота которого в 5 ÷ 6 раз меньше по сравнению с направляющим аппаратом быстроходной турбины (для быстроходной турбины $b_0/D_1 \leqslant 0{,}4$; для тихоходной $b_0/D_1 \leqslant 0{,}1$). Если в быстроходной осевой турбине при открытиях, соответствующих половине номинальной мощности и бóльших, потери в направляющем аппарате составляют доли процента, то в тихоходной радиально-осевой турбине они составляют 3 ÷ 5%. Следовательно, совершенствованию направляющих аппаратов высоконапорных радиально-осевых гидротурбин следует уделить особое внимание.

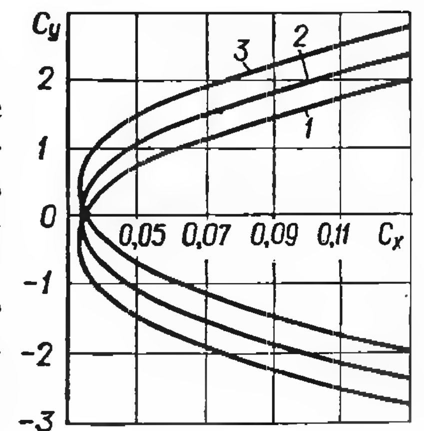


Рис. 159. Поляры $C_x = f(C_y)$ нормализованных лопаток:
1 — профиль положительной кривизны; *2* — симметричный; *3* — отрицательной кривизны.

Большое влияние на величину потерь в направляющем аппарате оказывает форма лопатки. *Поляры* асимметричных профилей, т. е. зависимости $C_y = f(C_x)$ (рис. 159), смещены вдоль оси ординат; поэтому минимальное значение C_x имеет место при некоторой величине C_y (за положительное направление подъемной силы на лопатке принимают силу, направленную к оси турбины). Сравнение различных лопаток выполнено при одинаковой спиральной камере и равных значениях C_y [28]. Из рис. 159 следует, что при больших положительных значениях C_y и малых открытиях аппарата минимальной величиной C_x обладает асимметричный профиль отрицательной кривизны *3*. В этих условиях профиль положительной кривизны *1* имеет большое значение C_x. Для тесных спиральных камер и больших открытий направляющего аппарата коэффициент C_y отрицателен, а профиль положительной кривизны имеет наименьшее значение C_x. Для спиральных камер гидротурбин $\delta = 25 \div 45°$; в связи с этим

решающим фактором, влияющим на обтекание лопаток и потери энергии в направляющем аппарате, является диапазон его открытий. На основании вышеизложенных рассуждений можно обосновать выбор и применение лопаток для турбин различной быстроходности.

Осевые быстроходные турбины ($H \leqslant 40$ *м*) имеют неполный угол охвата спиральной камеры и работают при больших открытиях. Для обеспечения минимальных потерь в той части направляющего аппарата, которая обтекается потоком из спирального канала камеры, желательно применение лопаток положительной кривизны. В открытой части камеры, где поток близок к радиальному, лопатки отрицательной кривизны имеют меньшие значения c_x и поэтому применение таких лопаток предпочтительнее. Поскольку установка в одном и том же направляющем аппарате лопаток различной формы нецелесообразна, в быстроходных осевых вертикальных турбинах применяют симметричные профили, которые по своим гидравлическим показателям незначительно уступают асимметричным лопаткам.

Радиально-осевые турбины средней и высокой быстроходности ($H = 45 \div 170$ *м*) и высоконапорные осевые турбины ($H = 40 \div 80$ *м*) имеют спиральные камеры с углом охвата $\varphi \leqslant 345°$ и работают при достаточно больших открытиях направляющего аппарата. Размеры спиральных камер таких турбин могут быть ограниченными в плане. В этих условиях целесообразно применение лопаток положительной кривизны, имеющих минимальные значения C_x и уменьшающих закрутку потока перед рабочим колесом.

Радиально-осевые тихоходные турбины ($H = 230 \div 700$ *м*) работают при малых открытиях направляющего аппарата. В зависимости от параметров спиральной камеры и типа рабочего колеса оптимальной может быть асимметричная лопатка положительной или отрицательной кривизны. При обширной спиральной камере и малых открытиях преимущество на стороне лопатки отрицательной кривизны, которая имеет также лучшие силовые характеристики. Направляющий аппарат с лопатками отрицательной кривизны увеличивает циркуляцию потока перед рабочим колесом до расчетной величины.

§ 76. Конический и осевой направляющие аппараты

Как показали опытные исследования, вертикальные гидротурбины имеют определенный градиент момента скорости на входе и выходе из рабочего колеса, что является результатом неравномерности скоростей на выходе из радиального аппарата с незакрученными лопатками. Поток, формируемый радиальным направляющим аппаратом, не является потенциальным, так как на выходе из него момент скорости потока меняется по высоте. Неравномерность распределения скоростей в потоке вызывает увеличение потерь энергии в направляющем аппарате, рабочем колесе и особенно отсасывающей трубе, где энергия вращающегося потока практически не

восстанавливается. Потери энергии в отсасывающей трубе, вызванные вращением потока, значительно возрастают на режимах с большими приведенными расходами. Следовательно, одним из резервов дальнейшего повышения энергетических качеств гидротурбин является уменьшение числа поворотов потока в проточной части гидротурбины.

В практике гидротурбостроения применяют следующие типы гидротурбин с разными типами направляющих аппаратов: вертикальные гидротурбины с радиальным направляющим аппаратом и осевым, радиально-осевым или диагональным рабочим колесом; вертикальная гидротурбина с коническим направляющим аппаратом и диагональным рабочим колесом; горизонтальная капсульная гидротурбина с коническим аппаратом; горизонтальная прямоточная турбина с осевым направляющим аппаратом. Для того чтобы потери в проточной части и особенно в отсасывающей трубе гидротурбины были минимальны, поток к рабочему колесу следует подводить с постоянной циркуляцией и минимальной неравномерностью расходной составляющей абсолютной скорости. Такой поток весьма близок к потенциальному. Ниже рассмотрен характер потока, формируемый направляющим аппаратом, лопатки которого расположены под углом θ к оси турбины [28]. В общем случае значения момента скорости потока для крайних точек A и B выходной кромки лопатки аппарата (рис. 160) зависят от геометрии направляющего аппарата и формы лопатки:

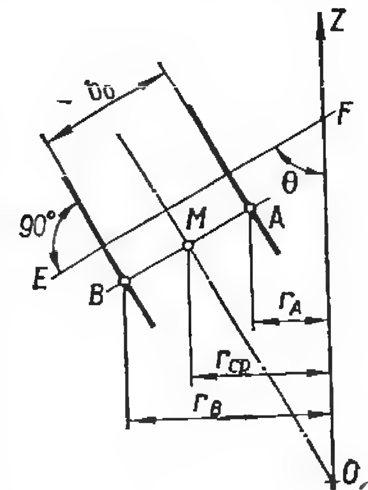


Рис. 160. Геометрические параметры конического направляющего аппарата.

$$\left.\begin{aligned}(v_u r)_A &= r_A v_{m_A} \operatorname{ctg} \alpha_A;\\ (v_u r)_B &= r_B v_{m_B} \operatorname{ctg} \alpha_B,\end{aligned}\right\} \qquad (427)$$

где α_A и α_B — углы выхода потока в точках A и B.

Для обеспечения равенства моментов скорости $(v_u r)_A = (v_u r)_B$ в крайних точках выходной кромки необходимо выполнение условия

$$\frac{\operatorname{ctg} \alpha_A}{\operatorname{ctg} \alpha_B} = \frac{r_B}{r_A}\frac{v_{m_B}}{v_{m_A}} = \frac{r_B}{r_A}k. \qquad (428)$$

Структура потока, коэффициент k неравномерности меридиональной скорости на выходе из направляющего аппарата зависит от его типа и режима работы турбины.

Радиальный направляющий аппарат ($\theta = 0°$, $r_A = r_B$). В этом случае выражение (428) принимает вид

$$\frac{\operatorname{ctg} \alpha_A}{\operatorname{ctg} \alpha_B} = k. \qquad (429)$$

Величина коэффициента k зависит от быстроходности турбины и режима ее работы. Для вертикальной быстроходной осевой турбины $k \leqslant 3$ [28]. Чтобы поток на выходе из радиального направляющего аппарата был потенциальным, т. е. выполнялось условие $(v_u r)_0 = f(b_0) = \text{const}$, необходимо применить закрученные лопатки с углом перекрутки $\Delta\alpha = \alpha_B - \alpha_A$. Однако такая конструкция технологически более сложная и не получила применения.

Осевой направляющий аппарат ($\theta = 90°$; $r_B > r_A$; $v_B \simeq v_A$). Поток практически равноскоростной (прямоточная схема: отсутствует спиральная камера, прямоосная отсасывающая труба). В этом случае

$$\frac{\operatorname{ctg}\alpha_A}{\operatorname{ctg}\alpha_B} = \frac{r_B}{r_A}. \tag{430}$$

Чтобы поток на выходе из осевого направляющего аппарата имел постоянную величину $(v_u r)_0$ вдоль радиуса, его лопатки должны быть закрученными. Степень перекрутки лопатки зависит от соотношения радиусов r_B и r_A.

Конический направляющий аппарат ($r_A \neq r_B$; $k \neq 1$). По мере увеличения угла θ растет отношение r_B/r_A, но

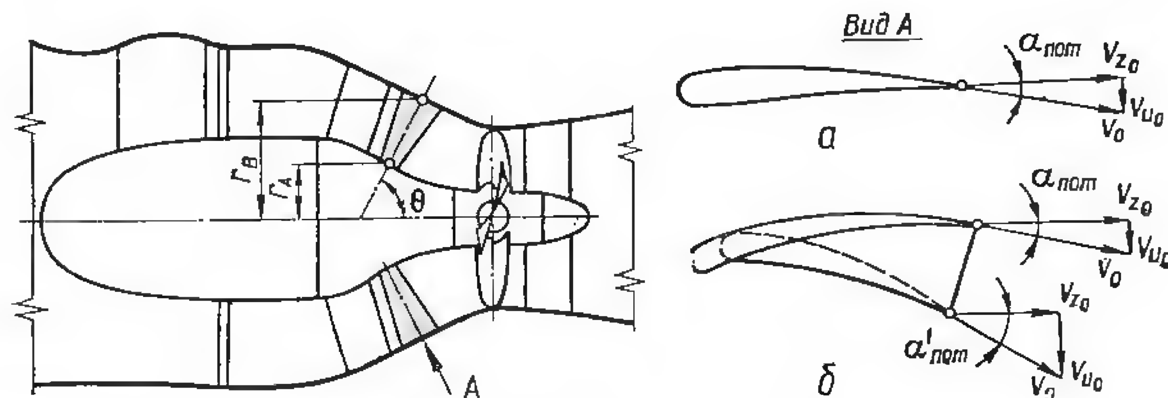


Рис. 161. Конический направляющий аппарат с лопатками различной формы: *а* — незакрученная; *б* — закрученная лопатка.

одновременно, благодаря уменьшению неравномерности меридионального потока, уменьшается коэффициент k. В коническом направляющем аппарате капсульной турбины ($\theta = 60°$) меридиональный поток имеет малую неравномерность скоростей, но для обеспечения постоянства момента скорости потока угол лопатки должен быть переменным по высоте направляющего аппарата (рис. 161). Чем больше закручены лопатки, тем сложнее обеспечить полное закрытие направляющего аппарата. В связи с этим при проектировании лопаток конического и осевого направляющих аппаратов следует обеспечить минимальную перекрутку лопаток, так как при этом легче обеспечить полное закрытие направляющего аппарата. Попытки применить в осевом направляющем аппарате незакрученные лопатки с целью упрощения их изготовления и обеспечения

запирания направляющего аппарата оказались неудачными. Как показали экспериментальные исследования модели турбины с незакрученными лопатками, КПД турбины резко снижался (на 5 ÷ ÷ 6%). Причина падения КПД турбины заключалась в непостоянстве энергии потока на выходе из направляющего аппарата. Перераспределение энергии в потоке за направляющим аппаратом и в рабочем колесе вызывает существенное возрастание потерь.

Несмотря на некоторые технологические и конструктивные трудности, в осевых направляющих аппаратах целесообразно применять закрученные лопатки. Для того чтобы такой направляющий аппарат плотно запирался, форма лопатки, спроектированной из условия постоянства момента скорости на выходе из направляющего аппарата, должна быть изменена таким образом, чтобы при закрытом направляющем аппарате лопатки соприкасались между собой вдоль линий кромок. При изменении формы лопатки принимают допущение о том, что воздействие решетки на поток не изменится, если ее профиль заменить другим профилем с такими же входными и выходными кромками и распределением толщины вдоль профиля, но с несколько отличным углом установки и кривизной.

§ 77. К вопросу о профилировании лопатки

Разработанные к настоящему времени формы лопаток радиальных направляющих аппаратов (отраслевая нормаль ЛМЗ) нормализованы в зависимости от типа турбины и параметров потока, формируемого спиральной камерой. Для конических и осевых направляющих аппаратов нормализованные лопатки еще не разработаны.

Форму лопатки направляющего аппарата любого типа можно определить путем решения обратной задачи решеток профилей на заданные граничные условия потока. Другой путь заключается в построении скелета лопатки по найденным углам потока на входе и выходе из направляющего аппарата на его расчетном открытии. Сущность расчета прямых решеток профилей изложена в § 54, 60. В зависимости от типа направляющего аппарата поверхности тока, на которых проводят расчет решеток, имеют различную форму. При расчете радиального направляющего аппарата предполагают, что поверхности тока в направляющем аппарате — плоскости, перпендикулярные к оси турбины. В этом случае профилирование лопаток сводится к расчету круговых решеток. В коническом направляющем аппарате поверхности тока можно заменить коническими поверхностями. Развернутую на плоскости коническую решетку достраивают до полной круговой решетки и выполняют расчет известными методами [5; 7; 28].

При расчете круговых решеток профилей используют конформное преобразование потока в окрестности круговой решетки в поток прямой решетки в плоскости z_k, используя при этом определенные отображающие функции. При принятых допущениях невозмущенный поток в плоскости прямой решетки является плоскопарал-

лельным, что позволяет применить известные методы расчета прямых решеток в слое постоянной толщины, например метод особенностей. Для расчета осевого направляющего аппарата используют цилиндрические поверхности тока, соосные с осью турбины. Разворачивая на плоскости цилиндрические сечения, получают прямые решетки профилей, расчет которых помещен в § 54, 60.

Расчет осевого направляющего аппарата выполняют при следующих граничных условиях на входе и на выходе из направляющего аппарата: осевая скорость потока постоянна $v_z = \text{const}$; вектор скорости v_0 совпадает с вектором v_1 на входе в рабочее колесо; момент скорости потока вдоль радиуса постоянен $(v_u r)_0 = f(r_0) = \text{const}$.

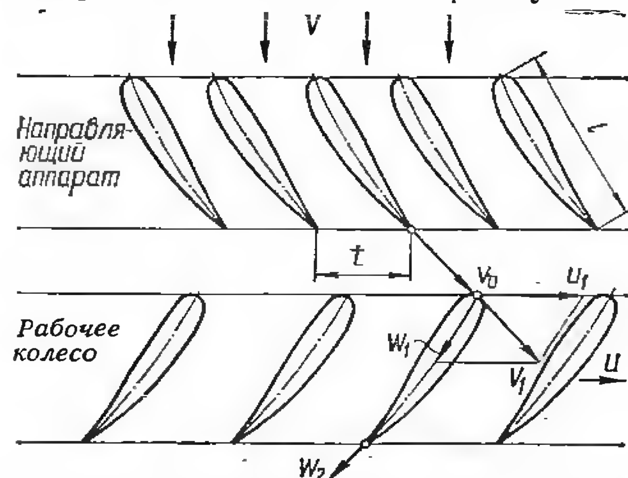


Рис. 162. Расчетная схема осевого направляющего аппарата.

Расчет решеток проводят в потенциальном абсолютном потоке (рис. 162). Скорость невозмущенного потока, обтекающего решетку, $\bar{v}_\infty = \frac{\bar{v} + \bar{v}_0}{2}$. Направляющий аппарат отклоняет поток, создавая расчетную циркуляцию на входе в рабочее колесо (см. уравнение (326))

$$\Gamma_{\text{I}} = v_{u_0} t = \int_{-l/2}^{+l/2} \gamma(\sigma)\, d\sigma.$$

Закон распределения вихрей вдоль скелета лопатки принимают согласно (341):

$$\gamma(\sigma) = A_0 \sqrt{\frac{1+\sigma}{1-\sigma}} + A_{\text{I}} \sqrt{1-\sigma^2},$$

где коэффициенты A_0 и A_1 ряда связаны между собой зависимостью (332).

При задании коэффициентов ряда можно воспользоваться следующими рекомендациями: для периферийного сечения лопатки $C = \frac{A_0}{A_1} = 0$; $\frac{l}{t} = 1{,}2 \div 1{,}3$; для корневого сечения $C = 0{,}3$; $\frac{l}{t} = 1{,}16 \div 1{,}8$. Число лопаток принимают $z_0 = 16$; 20; 24 в зависимости от размеров турбины. Расчет решеток направляющего аппарата выполняют на тот же режим $(Q'_{\text{I}}, n'_{\text{I}})$, что и рабочее колесо. При расчете решеток бесконечно тонких профилей переход к профилю конечной толщины осуществляют нерасчетным путем. Задавшись максимальной толщиной профиля и законом распределения толщины, «одевают» скелет профиля, т. е. строят профиль конечной толщины.

Профилирование лопатки при помощи одномерной теории заключается в построении скелета лопатки по вычисленным углам потока на выходе из направляющего аппарата α_0 и на входе в него δ (рис. 163). Расчет выполняют на заданные значения циркуляции на входе

в рабочее колесо и расхода через турбину при расчетном открытии. Используя допущение $(v_u r)_0 = (v_u r)_1$, при помощи зависимостей (420), (421), определяют составляющие абсолютной скорости на выходе из направляющего аппарата. Полученный расчетом угол потока принимают равным углу выходного элемента лопатки ($\alpha_0 = \alpha_{0\,\text{лоп}}$). Угол потока на входе в направляющий аппарат известен из расчета спиральной камеры и статора. По известным углам потока на входе и выходе из направляющего аппарата строят скелет профиля лопатки, который затем «одевают» профилем конечной толщины.

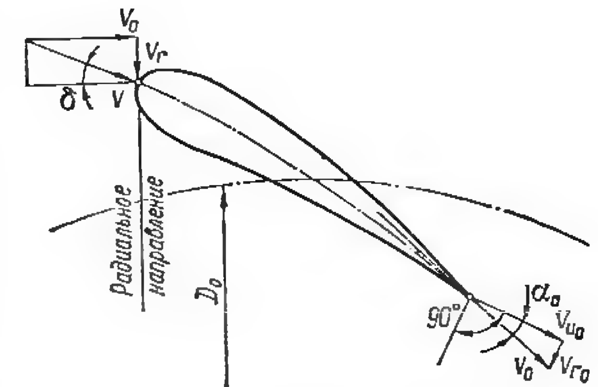


Рис. 163. К построению профиля лопатки направляющего аппарата.

§ 78. Определение основных параметров направляющего аппарата натурной гидротурбины

Конструкции направляющих аппаратов современных вертикальных гидротурбин нормализованы [8; 11; 23]. В основу нормализации положена унифицированная силовая схема (рис. 164), при которой для управления лопатками требуются минимальные размеры сервомоторов направляющего аппарата. Выбор размеров механизма поворота проводят в соответствии с нормалями в зависимости от диаметра турбины (табл. 41). Работоспособность и надежность принятой конструкции должна быть обоснована расчетами и специальными исследованиями.

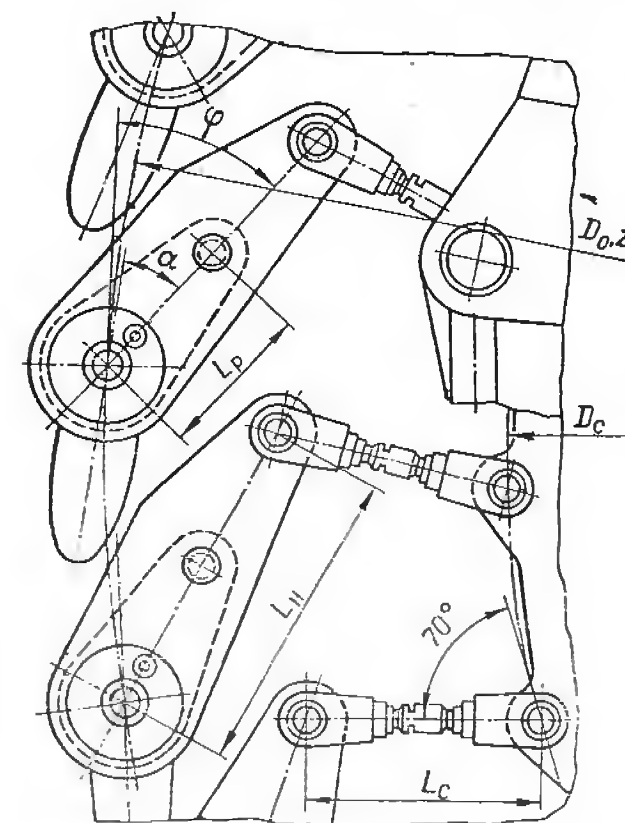


Рис. 164. Нормализованный механизм поворота лопаток направляющего аппарата.

Чтобы установить основные размеры сервомоторов, необходимо располагать силовыми характеристиками направляющего аппарата, которые определяют при помощи специальных исследований моделей гидротурбин [1; 8; 11]. Данные таких испытаний используют также для расчета на прочность лопатки и механизма поворота направляющего аппарата.

Таблица 41. **Основные размеры механизма поворота нормализованного направляющего аппарата в зависимости от диаметров гидротурбин**

Диаметр рабочего колеса D_1, *мм*	Число лопаток направляющего аппарата z_0	D_0, *мм*	φ	D_c, *мм*	$L_п$, *мм*	$L_р$, *мм*	$L_с$, *мм*
1800		2200		1500	240	130	297
2000	16	2400	22°	1600	270	145	342
2250		2750		1800	300	160	410
2500		2900		2000	330	165	266
2800		3250		2250	370	185	294
3200		3750		2550	430	215	361
3600		4200		2900	480	240	383
4000		4650		3200	540	270	424
4500		5250		3600	600	300	491
5000		5800		4000	670	335	527
5500	24	6400	42°	4400	740	370	588
6000		7000		4800	800	400	655
6500		7500		5200	870	435	665
7000		8100		5600	940	470	727
7500		8750		6000	1000	500	839
8000		9300		6400	1050	525	865
8500		9850		6800	1100	550	912
9000		10500		7200	1100	440	1036
9500		11000		7600	1180	470	1041
10000	32	11500	42°	8000	1250	500	1051
10500		12000		8400	1350	540	1045

Величина гидравлической силы и момента, действующих на лопатку со стороны потока, зависят от типа спиральной камеры, формы профиля лопатки, положения оси поворота лопатки и открытия направляющего аппарата. Результаты испытаний представляют в виде зависимостей приведенных сил и моментов, а также их коэффициентов $C_р$, C_m от открытия для каждой из нормализованных лопаток:

$$\left.\begin{aligned} P_г &= C_p \cdot \frac{Q^2}{D_1^2} = C_p D_1^2 (Q_I')^2 H; \\ P_{Iг}' &= \frac{P_г}{D_1^2 H} = C_p \rho (Q_I')^2; \end{aligned}\right\} \qquad (431)$$

$$\left.\begin{aligned} M_г &= C_m \frac{Q^2}{D_1} C_m D_1^3 (Q_I')^2 H; \\ M_{Iг}' &= \frac{M_г}{D_1^3 H} = C_m \rho (Q_I')^2, \end{aligned}\right\} \qquad (432)$$

где $P_г$ и $M_г$ — сила и момент, действующие на лопатку со стороны потока; $P_{Iг}'$; $M_{Iг}'$ — приведенные к $D_1 = 1$ *м* и $H = 1$ *м* гидравлические сила и момент, одинаковые для серии геометрически подобных турбин; $C_р = \frac{P_{Iг}'}{\rho Q_I'^2}$ и $C_m = \frac{M_{Iг}'}{\rho Q_I'^2}$ — коэффициенты сил и моментов.

Определение диаметра сервомоторов. Сервомоторы направляющего аппарата служат для поворота лопаток от полного закрытия

до расчетного открытия. Тяговый момент сервомоторов, расположенных симметрично относительно регулирующего кольца, должен преодолевать гидравлические моменты $M_г$, действующие на лопатки, и моменты трения $M_{тр}$ в их опорах. В закрытом положении необходимо также обеспечить момент уплотнения лопаток $M_у$. Для закрытого направляющего аппарата величина тягового момента сервомоторов, действующего на лопатку

$$M_{с.з.} \geqslant M_г + M_{тр} + M_у. \qquad (433)$$

Тяговое усилие сервомотора при каждом открытии должно преодолевать гидравлический момент и момент трения и обеспечивать необходимую скорость движения лопатки:

$$M_{с.о.} = \pm M_г + M_{тр}. \qquad (434)$$

Если гидравлический момент направлен на открытие, его считают положительным. Отрицательная величина $M_г$ принимается тогда, когда гидравлический момент действует на закрытие лопаток направляющего аппарата.

Определив значения величин, входящих в выражение (433), вычисляют тяговый момент, который необходимо приложить к одной лопатке. При известном тяговом моменте выбирают схему механизма поворота и находят величины диаметра сервомотора, задавшись минимальным давлением масла в нем [8, 11].

Для определения диаметра сервомотора можно также воспользоваться приближенной формулой, пригодной для нормализованных кон струкций направляющих аппаратов:

$$d_{серв} = \lambda D_1 \sqrt{\bar{b}_0 H_{max}}, \qquad (435)$$

где $\bar{b}_0 = \frac{b_0}{D_1}$ — относительная высота аппарата; λ — коэффициент, зависящий от числа лопаток:

Число лопаток z_0	16	24	32
Коэффициент λ	0,034	0,03	0,028

Полученное значение $d_{серв}$ округляют до нормализованного диаметра ($d_{серв}$ = 200; 250; 300; 350; 400; 450; 500; 550; 600; 650; 700; 750; 800; 900; 1000 *мм*).

Построение направляющего аппарата. Приняв форму лопатки подобной модельной и механизм поворота лопаток в соответствии с нормалями, выполняют построение направляющего аппарата. Для этого вычерчивают различные положения лопаток, рычагов, серег и регулирующего кольца от полного закрытия до расчетного открытия и строят зависимость открытия направляющего аппарата от хода поршня сервомотора $a_0 = f(s)$. В результате построений определяют ход сервомотора, обеспечивающий расчетное открытие

направляющего аппарата, при котором турбина развивает расчетную мощность:

$$a_{0\,н_{max}} = a_{0\,м_{max}} \frac{D_{0\,н}}{D_{0\,м}} \frac{z_{0\,м}}{z_{0\,н}}, \tag{436}$$

где $a_{0м_{max}}$ — величина открытия направляющего аппарата модели в расчетной точке универсальной характеристики.

При построении проверяют отсутствие задевания соседних рычагов при крайних положениях механизма и после разрушения срезного пальца и окончательно выбирают размеры механизма поворота лопаток направляющего аппарата.

Более подробно о конструкциях и расчетах на прочность направляющих аппаратов см. [8; 11; 23].

Глава XI. ОТСАСЫВАЮЩИЕ ТРУБЫ

§ 79. Назначение и применяемые типы

Отсасывающая труба гидротурбины предназначена для: отвода воды от рабочего колеса в нижний бьеф с минимальными потерями энергии; использования части геометрического напора, если рабочее колесо турбины расположено над нижним бьефом; преобразования кинетической энергии потока, выходящего из рабочего колеса, в энергию давления.

Таблица 42. **Величина кинетической энергии потока $v_3^2/2gH$ за рабочим колесом для гидротурбин различной быстроходности**

Тип турбин	Быстроходность	$\frac{v_3^2}{2gH}$ 100%
Радиально-осевые	70—125 125—200 200—300	2—4 4—6 6—10
Диагональные	300—450	10—14
Осевые вертикальные	450—600 600—800 800—1000	16—27 27—34 34—50
Капсульные	800—1400	Более 50

Величина кинетической энергии потока на выходе из рабочего колеса зависит от типа гидротурбины и режима ее работы. На основании экспериментальных и расчетных исследований установлено [6; 22], что она существенно различна для турбин радиально-осевого и осевого типа (табл. 42). При отсутствии отсасывающей трубы энергия потока после рабочего колеса теряется, и КПД турбины уменьшается. При установке отсасывающей трубы, которая представляет собою прямоосный или изогнутый диффузор определенных размеров, кинетическая энергия потока после рабочего колеса преобразуется в энергию давления. В результате под рабочим колесом создается дополнительное разрежение, вследствие чего напор, используемый турбиной, возрастает. Особенно значительна роль отсасывающей трубы в рабочем процессе быстроходной осевой гидро-

турбины, у которой кинетическая энергия потока $v_3^2/2gH$ за рабочим колесом может достигать 50% от полного напора турбины. Действительная кинетическая энергия потока на выходе из рабочего колеса несколько больше теоретической, поскольку энергия потока на входе в отсасывающую трубу распределена неравномерно.

Размеры и тип отсасывающей трубы также влияют на кавитационные и пульсационные характеристики турбины, габариты и стоимость подводной части здания ГЭС. Следовательно, при выборе типа и размеров отсасывающей трубы необходимо тщательно проанализировать ее влияние на характеристики гидротурбины и стоимость здания ГЭС и при помощи технико-экономических расчетов выбрать оптимальный вариант.

Для иллюстрации влияния отсасывающей трубы на рабочий процесс турбины определяют давление под рабочим колесом и напор, используемый турбиной для следующих случаев: гидротурбина без отсасывающей трубы; гидротурбина с цилиндрической трубой (без расширения потока); гидротурбина с нормализованной отсасывающей трубой, у которой поперечные сечения увеличиваются вдоль потока.

Гидротурбина без отсасывающей трубы (рис. 165, *а*). Пренебрегая потерями энергии в подводящем устройстве, находят напор, используемый гидротурбиной:

$$H = E_0 - E_{вых}, \tag{437}$$

где $E_0 = \frac{p_{атм}}{\gamma} + h + z_3$ — удельная энергия в верхнем бьефе (плоскость *0—0*); $E_{вых} = \frac{p_{атм}}{\gamma} + z_3 + \frac{v_3^2}{2g}$ — удельная энергия потока, выходящего из рабочего колеса.

Подставляя значения E_0 и $E_{вых}$ в уравнение (437), получают

$$H = h - \frac{v_3^2}{2g}. \tag{438}$$

Так как вода вытекает непосредственно в атмосферу, давление под рабочим колесом

$$p_3 = p_{атм}. \tag{439}$$

Таким образом, в случае отсутствия отсасывающей трубы кинетическая энергия потока $v_3^2/2g$ и часть напора z_3 турбиной не используются; при этом КПД турбины существенно падает.

Гидротурбина с цилиндрической отсасывающей трубой (рис. 165, *б*). Вода от рабочего колеса отводится под уровень нижнего бьефа при помощи цилиндрической трубы. Энергия потока на входе в турбину (без учета потерь в подводе)

$$E_0 = \frac{p_{атм}}{\gamma} + h + z_3.$$

Энергия потока на выходе из рабочего колеса

$$E_{вых} = \frac{p_3}{\gamma} + \frac{v_3^2}{2g} + z_3 = \frac{p_5}{\gamma} + \frac{v_5^2}{2g} - z_5 + \sum h_{3-5},$$

где $\sum h_{3-5}$ — потери энергии в отсасывающей трубе.

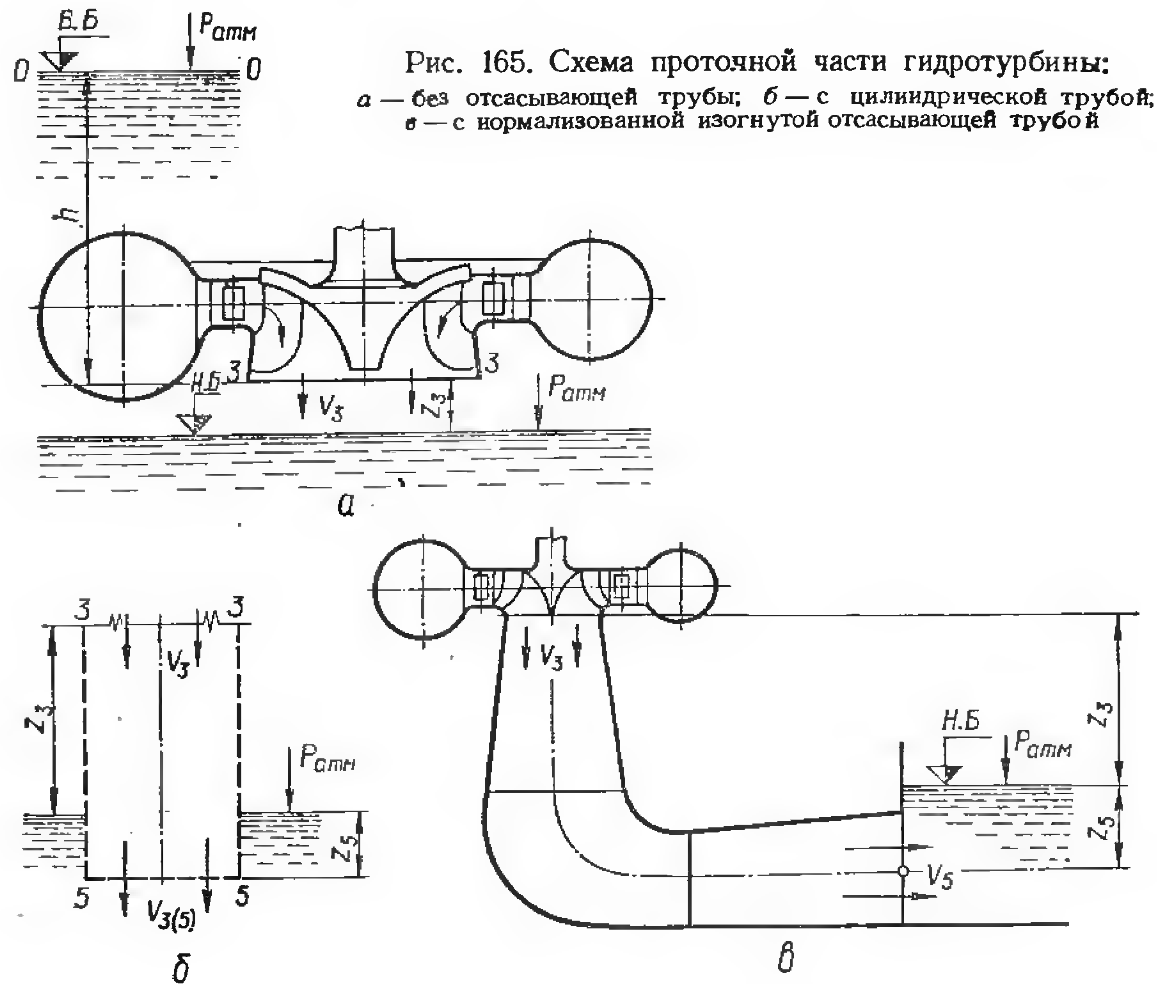


Рис. 165. Схема проточной части гидротурбины:
а — без отсасывающей трубы; *б* — с цилиндрической трубой; *в* — с нормализованной изогнутой отсасывающей трубой

Согласно (437) используемый напор в этом случае (имея в виду, что $v_3 = v_5$; $p_5/\gamma = p_{атм}/\gamma + z_5$) определяется по формуле

$$H = \left(\frac{p_{атм}}{\gamma} + h + z_3\right) - \left(\frac{p_{атм}}{\gamma} + z_5 + \frac{v_3^2}{2g} - z_5 + \sum h_{3-5}\right) = \\ = h + z_3 - \left(\frac{v_3^2}{2g} + \sum h_{3-5}\right). \quad (440)$$

Следовательно, при расположении рабочего колеса над нижним бьефом установка отсасывающей трубы постоянного сечения позволяет дополнительно использовать часть напора z_3. Однако, как и в первом случае, полностью теряется кинетическая энергия потока $v_3^2/2g$ на выходе из рабочего колеса; кроме того, возникают потери энергии внутри отсасывающей трубы $\sum h_{3-5}$.

Для определения давления под рабочим колесом используют уравнение энергии для сечений *3—3* и *5—5*:

$$\left.\begin{aligned} \frac{p_3}{\gamma} + \frac{v_3^2}{2g} + z_3 = \frac{p_5}{\gamma} + \frac{v_5^2}{2g} - z_5 + \sum h_{3-5} = \frac{p_{атм}}{\gamma} + \frac{v_3^2}{2g} + \sum h_{3-5}; \\ \frac{p_3}{\gamma} = \frac{p_{атм}}{\gamma} - z_3 + \sum h_{3-5}. \end{aligned}\right\} \quad (441)$$

Из выражения (441) следует, что давление под рабочим колесом может быть меньше атмосферного.

Установка нормализованной отсасывающей трубы после рабочего колеса (рис. 165, *в*). Значения удельных энергий потока на входе в турбину и на выходе из рабочего колеса определяются по формулам:

$$\left.\begin{aligned} E_0 = \frac{p_{атм}}{\gamma} + h + z_3; \\ E_{вых} = \frac{p_3}{\gamma} + z_3 + \frac{v_3^2}{2g} = \frac{p_5}{\gamma} - z_5 + \frac{v_5^2}{2g} + \sum h_{3-5}. \end{aligned}\right\} \quad (442)$$

В данном случае скорость потока на выходе v_5 из отсасывающей трубы значительно меньше, чем на входе v_3. Давление на выходе из отсасывающей трубы $p_5/\gamma = p_{атм}/\gamma + z_5$.

Напор, используемый турбиной при установке отсасывающей трубы,

$$H = E_0 - E_{вых} = h + z_3 - \left(\frac{v_5^2}{2g} + \sum h_{3-5}\right). \quad (443)$$

Величину абсолютного давления под рабочим колесом определяют из уравнения энергии, записанного для сечений *3—3* и *5—5*:

$$\frac{p_3}{\gamma} + \frac{v_3^2}{2g} + z_3 = \frac{p_5}{\gamma} - z_5 + \frac{v_5^2}{2g} + \sum h_{3-5}. \quad (444)$$

Подставляя значение $\frac{p_5}{\gamma} = \frac{p_{атм}}{\gamma} + z_5$, получают

$$\frac{p_3}{\gamma} = \frac{p_{атм}}{\gamma} - z_3 - \left(\frac{v_3^2 - v_5^2}{2g} - \sum h_{3-5}\right). \quad (445)$$

Из рассмотрения выражений (443) и (445) следует, что установка нормализованной отсасывающей трубы приводит к увеличению полезного напора, используемого турбиной. В результате кинетическая энергия потока $\frac{v_5^2}{2g}$ на выходе из турбины относительно невелика. Внутренние потери энергии в отсасывающей трубе $\sum h_{3-5}$ зависят ее типа и размеров, а также режима работы турбины. Величина восстановленного напора $\left(\frac{v_3^2 - v_5^2}{2g} - \sum h_{3-5}\right)$ увеличива-

ется при уменьшении выходной скорости потока и внутренних потерь в отсасывающей трубе.

Давление под рабочим колесом тем меньше, чем меньше $v_5^2/2g$ и $\sum h_{3-5}$. Суммарное разрежение под рабочим колесом складывается из статистического z_3 и динамического $\frac{v_3^2 - v_5^2}{2g} - \sum h_{3-5}$ вакуумов. Действительное создаваемое разрежение под рабочим колесом несколько отличается от его теоретического значения из-за неравномерного распределения энергии потока на выходе из отсасывающей трубы.

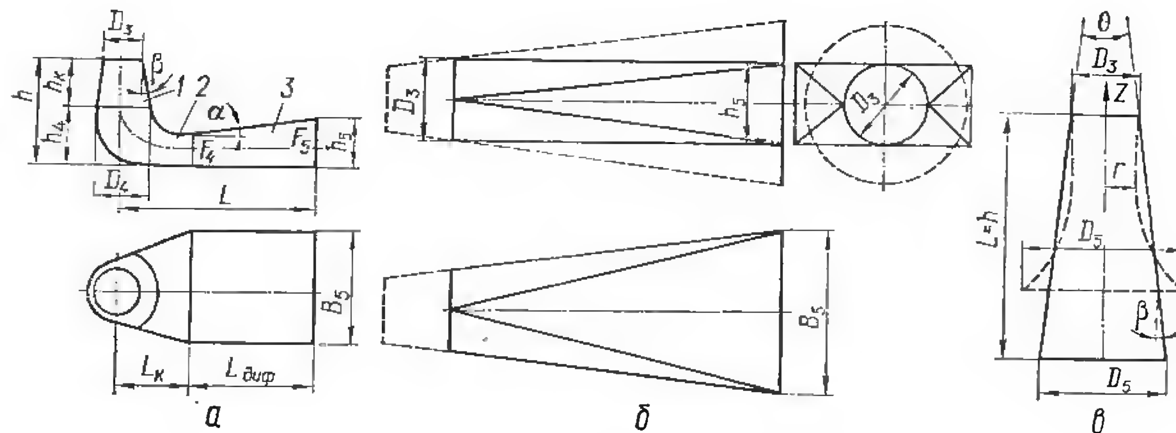


Рис. 166. Типы отсасывающих труб:

а — изогнутая (*1* — входной диффузор; *2* — колено; *3* — выходной диффузор); *б* — прямая специальной формы и коническая; *в* — прямая коническая и раструбная.

Таким образом, отсасывающая труба гидротурбины должна обеспечивать минимальные потери энергии при преобразовании кинетической энергии в энергию давления и иметь оптимальные, экономически обоснованные размеры (высоту, длину, ширину в плане), простые конструктивные формы.

В современных реактивных гидротурбинах применяют следующие типы отсасывающих труб: изогнутые трубы вертикальных реактивных гидротурбин; прямоосные отсасывающие трубы капсульных гидротурбин (конические или специальной формы); прямоосные конические и раструбные отсасывающие трубы для вертикальных турбин (рис. 166, *а*, *б*, *в*). Наиболее широкое распространение получили изогнутые отсасывающие трубы различных типов.

Изогнутая отсасывающая труба, более сложная по своей форме в сравнении с прямоосной конической, состоит из следующих элементов (рис. 166, *а*): входного диффузора *1*, колена *2* и выходного диффузора *3*. Их размеры и форма должны быть выбраны такими, чтобы обеспечить минимальные суммарные потери в отсасывающей трубе. Основными параметрами изогнутой отсасывающей трубы являются: высота трубы h (или ее относительная величина h/D_1), отсчитываемая от плоскости нижнего кольца направляющего аппарата до основания трубы; угол раскрытия входного диффузора θ;

тип колена; длина трубы L (относительная длина L/D_1) — расстояние от оси турбины до выходного сечения отсасывающей трубы. Для прямоосных отсасывающих труб основными параметрами являются длина трубы L и суммарный угол конусности θ.

§ 80. Потери энергии и коэффициент восстановления отсасывающей трубы

Преобразование кинетической энергии потока после рабочего колеса в потенциальную связано с неизбежными потерями в отсасывающей трубе. Различают следующие виды потерь в отсасывающих трубах: *внутренние потери* Σh_{3-5}, которые состоят из потерь на трение, расширение и поворот потока (если труба изогнутая); *выходные потери* с кинетической энергией потока на выходе из отсасывающей трубы (рис. 167). Величина потерь энергии на выходе из отсасывающей трубы зависит от лопастной системы рабочего колеса и режима работы турбины, а также от типа и размеров отсасывающей трубы [6; 7; 28]. Перечисленные факторы определяют степень неравномерности распределения скорости v_5 потока в выходном сечении трубы, которая характеризуется коэффициентом Кориолиса:

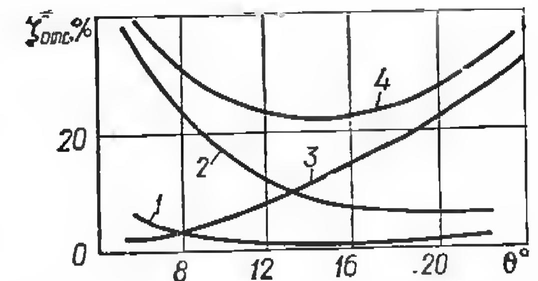


Рис. 167. Величина коэффициента потерь энергии $\zeta^*_{отс}$ конической отсасывающей трубы ($L/D_3 = 3$) в зависимости от угла расширения потока:

1 — потери на трение; *2* — потери выходные; *3* — потери на расширение; *4* — суммарные потери.

$$\alpha_5 = \frac{\int\limits_{F_5} v_5^2 v_{5n} dF}{v_{5ср}^2 Q}, \quad (446)$$

где v_{5n} — нормальная составляющая скорости потока в данной точке выходного сечения F_5; $v_{5ср}$ — средняя скорость потока в выходном сечении отсасывающей трубы.

Чем меньше величина α_5, тем более равномерно распределены скорости на выходе из отсасывающей трубы и тем меньше выходные потери $\alpha_5 \frac{v_5^2}{2g}$. Примерные значения коэффициента α_5 для различных отсасывающих труб и режимов работы приведены в табл. 43.

При определении размеров отсасывающей трубы следует задаться величиной выходной скорости v_5 $\left(\text{или относительных потерь } \alpha_5 \frac{v_5^2}{2gH}\right)$ в зависимости от напора турбины. Зная расход через турбину и приняв скорость v_5 (рис. 168), определяют площадь выходного сечения отсасывающей трубы. Так, например, для радиально-

осевых гидротурбин величину выходных потерь принимают $h_5 = 0{,}02 \div 0{,}4\%$, а для низконапорных осевых турбин $h_5 \leqslant 2\%$.

Ниже рассмотрены внутренние потери энергии в изогнутой отсасывающей трубе.

В х о д н о й д и ф ф у з о р. Преобразование кинетической энергии потока в потенциальную происходит, главным образом,

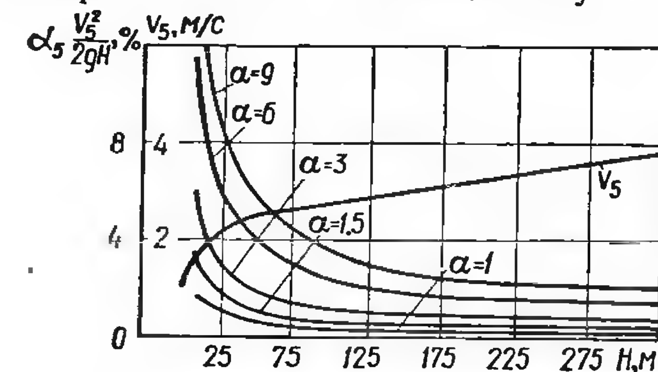


Рис. 168. Допустимые величины выходной скорости и относительных выходных потерь отсасывающей трубы в зависимости от напора турбины.

Таблица 43. **Значения коэффициента Кориолиса для различных типов отсасывающих труб**

Тип отсасывающей трубы	α_5
Прямая коническая	1,2 ÷ 1,5
Изогнутая на оптимальном режиме турбины	1,5 ÷ 2,5
Изогнутая на неоптимальном режиме турбины	2 ÷ 7

во входном конусе отсасывающей трубы, поэтому правильный выбор его размеров имеет большое значение для энергетических характеристик быстроходной турбины. Известно, что потери энергии в диффузоре зависят от суммарного угла его раскрытия θ и относительной длины L/D_3, а также степени расширения потока (рис. 169).

Правильный выбор размеров диффузора не только обеспечивает минимальные потери во входном диффузоре, но также влияет на потери в колене и выходном диффузоре. Основными источниками потерь энергии в диффузоре являются трение жидкости о его стенки и расширение потока, которое при неправильном выборе угла θ и неблагоприятном распределении скоростей на входе в трубу приводит к чрезмерному росту пограничного слоя, отрыву потока и вихреобразованию. Как было отмечено выше (§ 56), в сечении за рабочим колесом поток имеет определенную закрутку, характеризуемую средним углом потока $\alpha_{2ср}$, поэтому оптимальный угол расширения входного диффузора принимают: $\theta \geqslant 14 \div 18°$ при $h_{кон}/D_3 = 0{,}4$. Экспериментальные исследования моделей показали, что каждому типу рабочего колеса соответствует своя оптимальная кон-

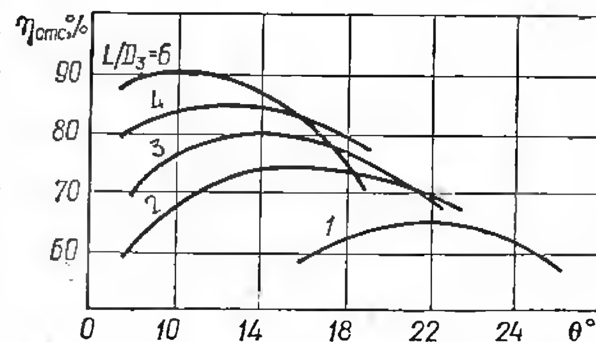


Рис. 169. Оптимальная относительная длина диффузора в зависимости от угла расширения θ:
1 — $L/D_3 = 1$; 2 — $L/D_3 = 2$; 3 — $L/D_3 = 3$; 4 — $L/D_3 = 4$.

струкция отсасывающей трубы с соответствующими величинами θ и L/D_3, при которых коэффициент потерь $\zeta^*_{отс}$ наименьший, а КПД трубы $\eta_{отс} = 1 - \zeta^*_{отс}$ наибольший. Оптимальный угол θ увеличивается при уменьшении L/D_3 (рис. 169).

К о л е н о. Величина потерь энергии в колене наибольшая по сравнению с потерями во входном и выходном диффузорах и зависит от структуры потока на входе в колено и его формы. Возникающие при повороте потока в колене центробежные силы могут привести к отрыву потока (особенно на внутренней стенке) и увеличению потерь. Чем больше радиус поворота потока, тем меньше центробежные силы и градиент давления в потоке. На основании экспериментальных исследований можно рекомендовать следующие величины радиусов поворота: $R_7 \geqslant 0{,}66D_1$; $R_6 \geqslant 1{,}0D_1$ (см. табл. 44). Вторым фактором, влияющим на потери энергии в колене, является отношение его выходной и входной площадей и характер изменения площадей вдоль колена. Для определения оптимального закона изменения площадей колена в гидротурбинной лаборатории Ленинградского металлического завода были проведены специальные экспериментальные исследования. Было исследовано три колена: с постепенным увеличением площади поперечных сечений колена; с постоянным значением площади; с увеличением площади сечений при некотором ее уменьшении в зоне поворота потока. Последний закон изменения площади колена оказался оптимальным и принят для отечественных нормализованных колен 4-й серии. (В настоящее время разработан новый ОСТ на отсасывающие трубы).

В ы х о д н о й д и ф ф у з о р. В выходном диффузоре отсасывающей трубы происходит дальнейшее преобразование кинетической энергии в потенциальную; однако, как было отмечено выше, основное восстановление энергии имеет место во входном диффузоре. Форма поперечного сечения выходного диффузора принимается обычно прямоугольной. Расширение потока происходит главным образом за счет подъема потолка диффузора на угол $\alpha = 10 \div 13°$, хотя возможно также некоторое расширение и в плане (рис. 166, *а*). Выходной диффузор имеет оптимальный угол расширения потока, при котором потери энергии в нем минимальны. Этот угол увеличивается при уменьшении длины трубы. Чтобы определить суммарный угол расширения прямоугольного диффузора и выбрать его оптимальную величину, надо вычислить эквивалентный угол, который приравнивается углу θ диффузора круглого сечения:

$$\operatorname{tg}\left(\frac{\theta}{2}\right)_{экв} = \frac{\frac{1}{\sqrt{n}} - 1}{2L_{диф}/D_{экв}}, \qquad (447)$$

где $n = \frac{F_4}{F_5}$ — степень расширения потока в выходном диффузоре; $D_{экв} = \sqrt{\frac{4F_4}{\pi}}$ — эквивалентный диаметр входного сечения диффузора. Рекомендуемая величина $\theta_{экв} = 10 \div 12°$ для прямоугольного

диффузора применяется несколько меньше, чем для диффузора круглого сечения.

Суммарные потери в отсасывающей трубе равны сумме внутренних и выходных потерь:

$$\sum h = \zeta_{\text{вн}} \frac{v_3^2}{2g} + \alpha_5 \frac{v_5^2}{2g}. \qquad (448)$$

Их величина влияет на КПД $\eta_{\text{отс}}$ (*коэффициент восстановления отсасывающей трубы*), который характеризуется отношением действительного динамического вакуума, создаваемого отсасывающей трубой под рабочим колесом, к его теоретической величине:

$$\eta_{\text{отс}} = \frac{p_{\text{дин. вак}}}{\alpha_3 \frac{v_3^2}{2g}} = \frac{\frac{\alpha_3 v_3^2}{2g} - \left(\alpha_5 \frac{v_5^2}{2g} + \sum h_{3-5}\right)}{\alpha_3 \frac{v_3^2}{2g}}. \qquad (449)$$

Потери энергии в отсасывающей трубе, отнесенные к кинетической энергии на ее входе, определяются по формуле

$$\zeta^*_{\text{отс}} = 1 - \eta_{\text{отс}} = \frac{\alpha_5 \frac{v_5^2}{2g} + \sum h_{3-5}}{\alpha_3 \frac{v_3^2}{2g}}. \qquad (450)$$

С другой стороны, эти потери энергии можно отнести к напору на турбине:

$$\zeta_{\text{отс}} = \frac{\alpha_5 \frac{v_5^2}{2g} + \sum h_{3-5}}{H} = \frac{\alpha_5 \frac{v_5^2}{2g} + \sum h_{3-5}}{\alpha_3 \frac{v_3^2}{2g}} \frac{\alpha_3 \frac{v_3^2}{2g}}{H} =$$

$$= \zeta^*_{\text{отс}} \frac{\alpha_3 v_3^2}{2gH} = (1 - \eta_{\text{отс}}) \frac{\alpha_3 v_3^2}{2gH}. \qquad (451)$$

Максимальное теоретическое разрежение под рабочим колесом имело бы место в том случае, если бы потери в трубе равнялись нулю $\sum h_{3-5} = 0$, а выходное сечение имело бесконечно большие размеры $\left(\alpha_5 \frac{v_5^2}{2g} = 0\right)$. При этом давление под рабочим колесом было бы наименьшим:

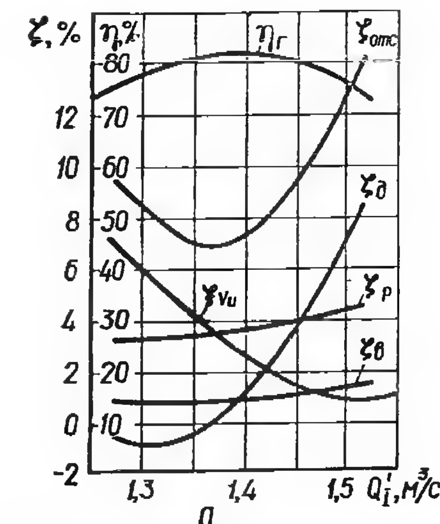
$$\frac{p_3}{\gamma} = \frac{p_{\text{атм}}}{\gamma} - z_3 - \alpha_3 \frac{v_3^2}{2g}, \qquad (452)$$

где z_3 — статический вакуум; $\alpha_3 \frac{v_3^2}{2g}$ — динамический вакуум.

Как отмечалось выше, поток за рабочим колесом имеет определенную неравномерность скоростей и закрутку потока, что увели-

чивает потери энергии [6]. Чтобы определить КПД отсасывающей трубы, надо знать давление и скорости в точках входного сечения трубы. Используя данные замера поля скоростей и давлений на входе в отсасывающую трубу, можно определить ее КПД:

$$\eta_{\text{отс}} = \frac{\int_{F_3} \frac{p_{\text{дин. вак}}}{\gamma} v_{z_3} dF}{\int_{F_3} \frac{v_3^2}{2g} v_{z_3} dF}, \qquad (453)$$



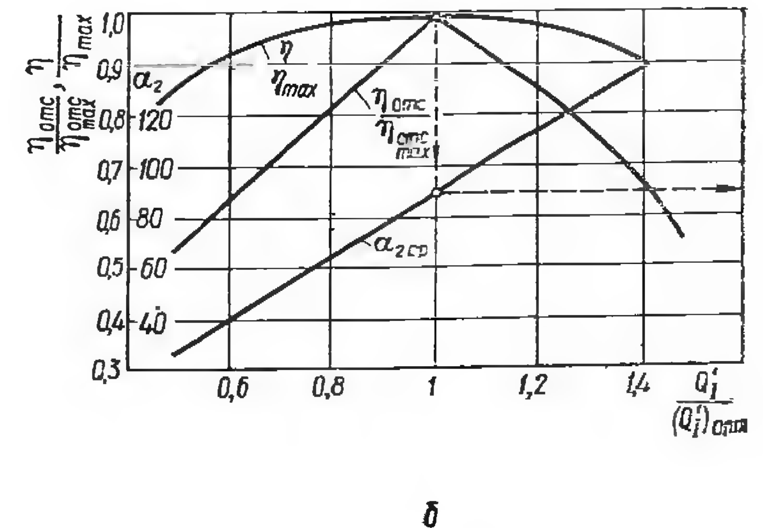


Рис. 170. Изменение КПД отсасывающей трубы в зависимости от режима работы турбины:

а — осевая турбина ($\zeta_{\text{в}}$ — выходные потери, $\zeta_{\text{р}}$ — потери на расширение и трение, $\zeta_{\text{д}}$ — дополнительные потери; ζ_{v_u} — потери конической энергии вращающегося потока; $\zeta_{\text{отс}}$ — суммарные потери в трубе, η — гидравлический КПД трубы); *б* — радиально-осевая турбина.

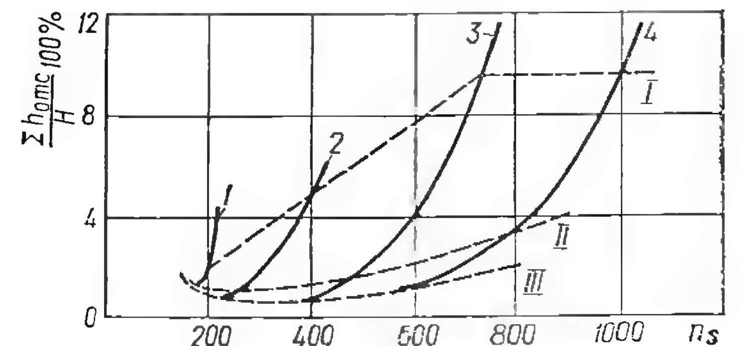


Рис. 171. Потери энергии в отсасывающих трубах гидротурбин различной быстроходности:

1 — радиально-осевая для средних напоров; *2* — высоконапорная осевая; *3* — низконапорная осевая; *4* — капсульная; I — максимальная нагрузка; II — оптимальный режим; III — частичная нагрузка.

где $p_{\text{дин.вак}}$ — динамический вакуум в исследуемой точке входного сечения; v_{z_3} — расходная составляющая скорости потока; v_3 — абсолютная скорость потока в данной точке.

Абсолютная скорость потока за рабочим колесом состоит из двух составляющих: меридиональной v_{m_3} и окружной v_{u_3}. Угол закрутки потока α_2 за рабочим колесом имеет оптимальную величину, при которой КПД турбины максимальный (рис. 170, *а*, *б*).

Суммарные потери энергии в отсасывающих трубах гидротурбин различной быстроходности существенно отличаются (рис. 171).

Если принять КПД отсасывающих труб одинаковым (например $\eta_{отс} = 75\%$), то относительные потери энергии в них составляют: для осевых турбин $\zeta_{отс} = 10 \div 12\%$; для радиально-осевых $\zeta_{отс} = 0{,}12 \div 0{,}25\%$. Таким образом, потери энергии в отсасывающей трубе осевой быстроходной турбины могут достигать значительной величины. Максимальный КПД отсасывающей трубы имеет место при наличии небольшой циркуляции после рабочего колеса. Как показывают опытные исследования гидротурбин, КПД прямоосных отсасывающих труб $\eta_{отс} = 0{,}75 \div 0{,}85$, а изогнутой $\eta_{отс} = 0{,}6 \div 0{,}8$. Значения КПД зависят от размеров и режима работы гидротурбин. Подробные исследования отсасывающих труб различных типов выполнены Д. А. Бутаевым в МВТУ.

§ 81. Влияние отсасывающей трубы на характеристики гидротурбины

Влияние гидравлических качеств отсасывающей трубы на энергетические, кавитационные и пульсационные характеристики гидротурбины рассмотрено в работах [1; 6; 23; 28]. Относительные размеры отсасывающей трубы натурной гидротурбины могут несколько отличаться от модельных. В связи с этим следует оценить влияние основных размеров отсасывающей трубы (высоты, длины и др.) на энергетические и кавитационные качества натурной гидротурбины. Такой подход позволит правильно выбрать оптимальные тип и размеры отсасывающей трубы натурной турбины.

Энергетические характеристики гидротурбины. Для выяснения роли отсасывающей трубы и ее отдельных элементов в рабочем процессе реактивной гидротурбины в лаборатории гидротурбин производственного объединения «Ленинградский металлический завод» были проведены специальные исследования на моделях радиально-осевых гидротурбин средней быстроходности ($n_s = 220$). Энергетические характеристики модели определялись без отсасывающей трубы, с входным конусом трубы, с входным конусом и коленом и с нормальной отсасывающей трубой (входной конус, колено и выходной диффузор). Исследования сопровождались замером поля скоростей и давления в различных сечениях трубы с целью определения величины суммарной кинетической энергии потока и ее составляющих $v_m^2/2g$ и $v_u^2/2g$.

Как показали результаты испытаний, наибольшее падение КПД модели без отсасывающей трубы имеет место на режиме максимальной мощности, где пропускная способность турбины наибольшая. При уменьшении приведенного расхода разница в КПД по сравнению с обычной моделью турбины становится меньше. При установке входного диффузора отсасывающей трубы КПД модели был примерно таким же, как и в случае ее испытаний с обычной изогнутой отсасывающей трубой. Испытания модели с входным диффузором и коленом выявили некоторое падение КПД турбины на всех режи-

мах. Установка выходного диффузора обеспечила некоторое увеличение КПД турбины.

Данные исследования поля скоростей в сечениях потока на входе и выходе из отсасывающей трубы показали следующее. На режиме максимальной мощности кинетическая энергия $\frac{v_m^2}{2g}$ на входе в отсасывающую трубу составляла, примерно, $90 \div 95\%$ от полной кинетической энергии потока и $5 \div 6\%$ от напора на турбине. На оптимальном режиме поток после рабочего колеса был практически осевой, а неравномерность скоростей на входе и выходе из отсасывающей трубы — минимальной. Работа турбины на режимах частичной нагрузки сопровождалась большой закруткой потока после рабочего колеса и неравномерным полем скоростей на входе и выходе из отсасывающей трубы. При этом кинетическая энергия $\frac{v_u^2}{2g}$ на входе в отсасывающую трубу была около 70—80% от суммарной величины кинетической энергии. Так как энергия циркуляционного потока изогнутой отсасывающей трубой почти не восстанавливается, КПД модели резко уменьшился. При недогрузке турбины поток на входе в отсасывающую трубу вращался по часовой стрелке (как и рабочее колесо). На режиме максимальной мощности (зона у линии ограничения мощности) поток после рабочего колеса вращался против часовой стрелки, что вызвало значительное увеличение неравномерности распределения скоростей на выходе из отсасывающей трубы.

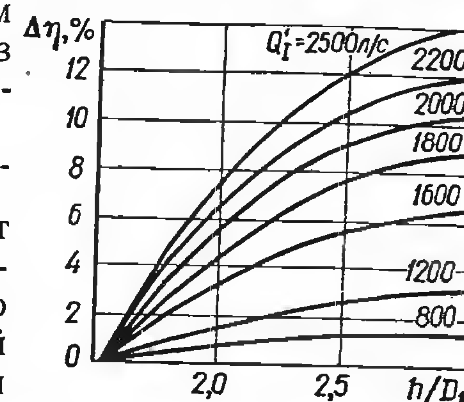


Рис. 172. Влияние относительной высоты отсасывающей трубы на КПД турбины.

Для выявления влияния размеров отсасывающей трубы на характеристики турбины и его учета при проектировании проточной части натурных гидротурбин были испытаны модели с отсасывающими трубами различных типов. При выбранном типе колена последовательно изменялись высота и длина трубы; кроме того, определялись характеристики турбины при установке бычков (строительных опор) в отсасывающей трубе и без них. Установлено, что для достижения максимального КПД каждое рабочее колесо должно иметь определенную отсасывающую трубу. Наибольшее влияние на КПД турбины оказывает высота отсасывающей трубы (рис. 172). При увеличении относительной высоты h/D_1 КПД турбины значительно повышается [23]. Увеличение длины трубы также приводит к росту КПД, но в меньшей степени. Установка бычков в выходном диффузоре ведет к некоторому падению КПД турбины.

Тип отсасывающей трубы, ее размеры и режим работы турбины влияют на величину потерь энергии и вызывают изменения коэффициента восстановления трубы на величину $\Delta\eta_{отс}$. КПД турбины

при этом изменяется на величину

$$\Delta\eta = \Delta\eta_{отс}\alpha_3 \frac{v_3^2}{2gH}. \qquad (454)$$

В практике проектирования проточной части натурных гидротурбин возможны некоторые изменения относительных размеров отсасывающей трубы по сравнению с модельными данными. При изменении площади выходного сечения одной и той же отсасывающей трубы КПД турбины изменится на величину

$$\Delta\eta = 50\frac{Q^2}{2gH}\left(\frac{1}{F_{1\,вых}} - \frac{1}{F_{2\,вых}}\right), \qquad (455)$$

где $F_{1вых}$ — площадь выходного сечения исходной отсасывающей трубы; $F_{2вых}$ — площадь выходного сечения отсасывающей трубы с измененными размерами выходного диффузора; Q — расход через турбину.

Кавитационные характеристики. В зависимости от параметров лопастной системы рабочего колеса, размеров отсасывающей трубы и режима работы турбины максимальное падение давления в потоке имеет место в рабочем колесе или на входе в отсасывающую трубу. При определенных условиях абсолютное давление в этих местах может достичь давления парообразования, при этом в потоке возникает кавитация. Если кавитационная зона охватывает значительную часть лопастей или входного сечения отсасывающей трубы, мощность и КПД турбины падают (см. § 30). Величина давления в рабочем колесе и на выходе из него в значительной мере зависит от разрежения, создаваемого отсасывающей трубой. Согласно уравнению (445) и с учетом неравномерности распределения скоростей на входе и выходе из отсасывающей трубы давление под рабочим колесом (при $z_3 \simeq H_s$) определяется по формуле

$$\frac{p_3}{\gamma} = \frac{p_{атм}}{\gamma} - H_s - \left(\frac{\alpha_3 v_3^2 - \alpha_5 v_5^2}{2g} - \sum h_{3-5}\right). \qquad (456)$$

Следовательно, улучшение гидравлических качеств отсасывающей трубы (уменьшение ее внутренних и выходных потерь энергии) приводит к большему понижению давления под рабочим колесом. С одной стороны, это обеспечивает улучшение энергетических показателей турбины, а с другой стороны, может привести к ухудшению ее кавитационных характеристик. Если одновременно улучшается поток на входе и выходе из отсасывающей трубы (уменьшаются значения α_3 и α_5), местное падение давления под рабочим колесом становится меньше, и кавитационные свойства турбины улучшаются.

Если предположить, что кавитация возникает во входном сечении отсасывающей трубы при $\frac{p_3}{\gamma} = \frac{p_d}{\gamma}$, из уравнения (456), учитывая (449), следует (полагая $\sigma_т = \sigma_{уст} = \sigma_{кр}$), что

$$\frac{H_{атм} - H_s - H_d}{H} = \eta_{отс}\alpha_3 \frac{v_3^2}{2gH}$$

или

$$\sigma_{1_{отс}} = \eta_{отс}\alpha_3 \frac{v_3^2}{2gH}. \qquad (457)$$

Следовательно, на кавитационные характеристики турбины значительно влияют гидравлические качества отсасывающей трубы, характеризуемые ее $\eta_{отс}$.

С учетом местного падения давления в потоке при обтекании лопастей рабочего колеса [28] получают более точное выражение кавитационного коэффициента осевой турбины (см. § 31):

$$\frac{p_k}{\gamma} - H_{атм} = \frac{w_2^2 - w_k^2 - v_2^2 + u_k^2 - u_2^2}{2g} + \zeta_{k-5}H - (H_s - h_k),$$

где $\frac{p_k}{\gamma}$ — абсолютное давление в точке K, в которой скорость w_k максимальна.

Учитывая, что $u_k \simeq u_2$; $v_2 \simeq v_3$ и подставляя значение относительных потерь $\zeta_{k-5} = (1 - \eta_{отс})\frac{v_2^2}{2gH}$, получают (пренебрегая h_k):

$$\frac{\frac{p_k}{\gamma} - H_{атм}}{H} = \frac{w_2^2 - w_k^2}{2gH} - \alpha_2\frac{v_2^2}{2gH} + (1 - \eta_{отс})\frac{v_2^2}{2gH} - \frac{H_s}{H}.$$

Полагая, что кавитация возникает, прежде всего, на рабочем колесе при $\frac{p_k}{\gamma} = \frac{p_d}{\gamma}$, определяют кавитационный коэффициент турбины:

$$\frac{H_{атм} - H_s - H_d}{H} = \eta_{отс}\frac{v_2^2}{2gH} + \frac{w_k^2 - w_2^2}{2gH}, \qquad (458)$$

откуда следует, что, принимая $\alpha_2 \simeq \alpha_3$; $v_2 \simeq v_3$, получим

$$\sigma_т = \sigma_{1_{отс}} + \sigma_{2_{р.\,к}}. \qquad (459)$$

Из уравнения (459) следует, что кавитационные характеристики турбины определяются кавитационными качествами отсасывающей трубы $\sigma_{1_{отс}}$ и рабочего колеса $\sigma_{2_{р.\,к}}$.

При проектировании проточной части натурной гидротурбины возможны некоторые изменения относительных размеров отсасывающей трубы, вызванные соображениями компоновки здания ГЭС. Если величину кавитационного коэффициента испытанной модели турбины на данном режиме обозначить через σ_1, а через σ_2 — его величину при измененных размерах отсасывающей трубы, то их отношение (см. уравнение (457)):

$$\frac{\sigma_{1_{отс}}}{\sigma_{2_{отс}}} = \frac{\eta_{1отс}}{\eta_{2отс}} \frac{\left(\alpha_3\frac{v_3^2}{2gH}\right)_1}{\left(\alpha_3\frac{v_3^2}{2gH}\right)_2},$$

откуда

$$\sigma_{2\,отс} = \sigma_{1\,отс}\frac{\eta_{2\,отс}}{\eta_{1\,отс}}\frac{\left(\alpha_3 v_3^2/2gH\right)_2}{\left(\alpha_3 v_3^2/2gH\right)_1}. \qquad (460)$$

Точное определение значения σ_2 расчетным путем весьма затруднительно, так как связано с вычислением величин, входящих в уравнение (460). Поэтому практически задача решается путем проведения новых кавитационных исследований модели с измененной отсасывающей трубой.

Пульсационные характеристики [1]. Периодическое изменение давления в потоке за рабочим колесом и в отсасывающей трубе на определенных режимах работы турбины вызывается рядом гидродинамических причин. Обычно наибольшее влияние на величину низкочастотных пульсаций давления оказывает вращение потока на выходе из рабочего колеса, приводящее к образованию жгута в отсасывающей трубе. Определение амплитуды и частоты пульсаций давления на различных режимах работы является целью проведения специальных модельных и натурных испытаний. Замеры пульсаций давления проводят в определенных местах проточной части (главным образом, на выходе из рабочего колеса и в отсасывающей трубе), где устанавливают специальные датчики давления (рис. 173). Величины пульсаций давления Δp на исследуемых режимах записывают при помощи шлейфового осциллографа и представляют в безразмерном виде:

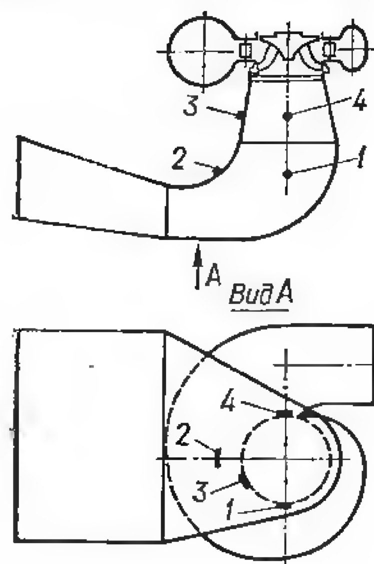


Рис. 173. Схема установки датчиков давления в отсасывающей трубе:
1; 2; 3; 4 — места установки датчиков.

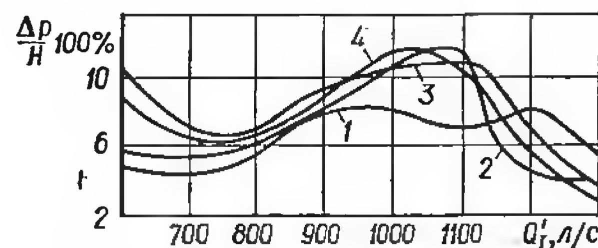


Рис. 174. Пульсация давления в потоке за рабочим колесом:
1; 2; 3; 4 — кривые показаний соответствующих датчиков.

$$\bar{p} = \frac{\Delta p}{H}100\%; \; \bar{A} = \frac{2A}{H}100\%, \qquad (461)$$

где A — амплитуда изменения давления; H — напор на турбине.

Полученные данные для ряда режимов (рис. 174) переносят на поле универсальной характеристики модели турбины в виде кривых $\Delta p = f\,(Q_1';\; n_1') = \mathrm{const}$.

Для надежной работы гидроагрегата при различных нагрузках и напоре необходимо выбрать (или разработать) такую проточную часть, которая обеспечивала бы минимальную нестационарность потока. Как показали лабораторные и натурные испытания, решающее влияние на величину пульсации давления в потоке оказывает лопастная система рабочего колеса. Однако отсасывающая труба и, прежде всего, ее высота также влияет на пульсационные характеристики турбины. При уменьшении высоты отсасывающей трубы нестационарность потока за рабочим колесом, как правило, возрастает, особенно при увеличении напора на турбине. Так как вращение потока за рабочим колесом и вызываемая им жгутовая пульсация на нерасчетных режимах больше у жестколопастных турбин по сравнению с поворотнолопастными, то для того чтобы пульсация давления в потоке находилась в допустимых пределах $(0{,}02 \div 0{,}05)H$, отсасывающие трубы радиально-осевых турбин выполняют большей относительной высоты ($h \geqslant 2{,}6\,D_1$). Влияние высоты отсасывающей трубы на энергетические характеристики радиально-осевых турбин нормальной и низкой быстроходности относительно невелико, и можно было бы принять отсасывающую трубу меньшей высоты ($h = 2{,}3\,D_1$), но при этом увеличивается пульсация давления за рабочим колесом. Для осевых поворотнолопастных гидротурбин с целью обеспечения высоких энергокавитационных качеств высоту отсасывающей трубы принимают $h = (2{,}2 \div 2{,}6)\,D_1$.

Опытные исследования модельных и натурных гидротурбин показали, что наибольшая нестационарность на нерасчетных режимах имеет место за рабочим колесом и в отсасывающей трубе. Для осевых турбин жгутовая пульсация за рабочим колесом может составлять $(0{,}15 \div 0{,}4)\,H$; в месте замыкания вихревого жгута на стенке трубы $0{,}7H$. В радиально-осевых турбинах на нерасчетных режимах величины пульсации давления за рабочим колесом достигают $(0{,}2 \div 0{,}25)\,H$ и более. На оптимальном режиме работы пульсации давления минимальны $(0{,}01 \div 0{,}03)\,H$. Величина пульсаций давления по длине трубы заметно убывает. Однако в месте поворота потока, на внутренней поверхности колена, она опять увеличивается [6].

Из изложенного следует, что для получения наилучших характеристик турбины каждому типу рабочего колеса должна соответствовать отсасывающая труба оптимальных форм и размеров.

§ 82. Выбор типа и размеров изогнутых отсасывающих труб

Как отмечено выше, изогнутая отсасывающая труба состоит из входного конуса, колена и выходного диффузора. Величина ее входного сечения F_3 определяется размерами и очертанием полости рабочего колеса; выходное сечение отсасывающей трубы F_5 определяется по известному значению расчетного расхода через турбину и принятой величине выходной скорости v_5 (рис. 168). Таким образом, степень расширения потока $n = F_3/F_5$ в отсасывающей трубе известна. Задавшись значением эквивалентного угла расширения

$\theta_{экв}$ отсасывающей трубы, вычисляют полную длину трубы L_{oc} вдоль ее оси (см. уравнение (447)). При известных величинах F_3, F_5 и L_{oc} необходимо принять: отношение h/L_{oc} между высотой отсасывающей трубы и ее длиной; соотношение между высотой входного диффузора и колена в зависимости от h/L_{oc}; закон распределения площадей вдоль оси отсасывающей трубы. Если высота и тип колена приняты, высота входного конуса h_k и его угол β определяются однозначно.

В отечественной практике проектирования проточной части гидротурбин при определении размеров отсасывающих труб пользуются отраслевым стандартом, который содержит рекомендации по выбору типа отсасывающей трубы для номенклатурных рабочих колес и определению ее основных геометрических соотношений: высоты, длины, типа колена, угла входного конуса, эквивалентного угла расширению потока и др. [23]. Применяемые типы колен 4-й серии (рис. 175) имеют определенные геометрические размеры (табл. 44) и закон распределения площадей вдоль оси. Формы колен 4-й серии разработаны в результате многочисленных исследований моделей гидротурбин (новый отраслевой стандарт отсасывающих труб значительно расширен).

Рис. 175. Нормализованное колено 4-й серии

При выборе высоты отсасывающей трубы h руководствуются следующими соображениями. С одной стороны, увеличение h приводит к улучшению характеристик турбины (рис. 172); с другой — повышает стоимость сооружения здания ГЭС. Поэтому выбор габаритных размеров отсасывающих труб проводится на основании технико-экономических расчетов. Обычно для поворотнолопастных гидротурбин принимают $h \leqslant 2{,}6D_1$; для радиально-осевых $h \geqslant 2{,}6D_1$. В особых случаях с целью уменьшения стоимости здания ГЭС высоту отсасывающей трубы можно принять меньшей: для поворотнолопастных турбин $h = 1{,}915D_1$; для радиально-осевых — $h = 2{,}3$ (табл. 45, 46). При установке агрегатов подземных ГЭС высоту трубы принимают не менее $3{,}5D_1$.

Длину отсасывающей трубы следует принимать: для поворотнолопастных турбин $L \geqslant (4{,}0 \div 4{,}5/D_1)$; для радиально-осевых $L \geqslant (4{,}0 \div 5{,}0)\, D_1$. Ширина трубы в плане: для поворотнолопастных турбин — $B_5 \geqslant (2{,}5 \div 2{,}7)\, D_1$; для радиально-осевых турбин — $B_5 \geqslant (2{,}7 \div 3{,}3)\, D_1$. Угол расширения входного диффузора на одну сторону: для отсасывающих труб поворотнолопастных турбин $\beta = 8 \div 10°$; для радиально-осевых — $\beta \leqslant 8 \div 9°$.

Размеры отсасывающей трубы, тип колена и его размеры выбирают в соответствии с принятым типом рабочего колеса гидротурбины (см. табл. 44, 45, 46). Рекомендуется высота колена 4-й серии $h_4 = D_4$ с углом раскрытия в плане $\alpha = 34°\,56'$. Диаметр вход-

Таблица 44. **Основные размеры колен 4-й серии (для турбины $D_1 = 1$ м)**

Тип колена	D_4, м	h_4, м	B_4, м	L_k, м	h_6, м	a, м	R_5, м	a_1, м	R_7, м	a_2, м	R_8, м
4A	1,1	1,1	2,2	1,417	0,55	0,305	0,94	1,205	0,66	0,087	0,637
4C	1,17	1,17	2,38	1,5	0,584	0,922	1	1,275	0,703	0,0934	0,677
4E	1,23	1,23	2,5	1,59	6,617	0,446	1,06	1,35	0,745	0,0977	0,71
4H	1,352	1,352	2,74	1,75	0,67	0,487	1,16	1,478	0,875	0,107	0,782
20	1,04	1,04	2,17	1,41	0,51	0,369	0,879	1,135	0,84	0,0803	0,59

Таблица 45. **Основные размеры изогнутых отсасывающих труб поворотнолопастных турбин (по данным производственного объединения «Ленинградский металлический завод»)**

Тип трубы	$\frac{h}{D_1}$	D_1, м	h, м	L, м	B_5, м	D_4, м	h_4, м	h_6, м	L_k, м	h_5, м	Тип рабочего колеса
4A	1,915	1,000	1,915	3,500	2,200	1,100	1,100	0,550	1,417	1,000	ПЛ30, ПЛ50
4C	2,300	1,000	2,300	4,500	2,380	1,170	1,170	0,584	1,500	1,200	ПЛ20, ПЛ30
4D	2,500	1,000	2,500	4,500	2,500	1,230	1,230	0,617	1,590	1,200	ПЛ10, ПЛ20

Таблица 46. **Основные размеры изогнутых труб радиально-осевых турбин (по данным производственного объединения «Ленинградский металлический завод»)**

Тип трубы	$\frac{h}{D_1}$	D_1, м	h, м	L, м	B_5, м	D_4, м	h_4, м	h_6, м	L_k, м	h_5, м	Тип рабочего колеса
20	2,3	1,000	2,300	3,500	2,170	1,040	1,040	0,510	1,410	0,937	РО170, РО230, РО310,
4E	2,3	1,000	2,300	4,500	2,500	1,230	1,230	0,617	1,590	1,200	РО115, РО170,
4H	2,5	1,000	2,500	4,500	2,740	1,352	1,352	0,670	1,750	1,310	РО45, РО75, РО115, РО170

ного сечения колена при $h_4 = D_4$ и выбранных высоте отсасывающей трубы h и угле β° определяется по формуле

$$D_4 = \frac{D_3 + (h - s)\, 2\, \mathrm{tg}\, \beta}{1 + 2\, \mathrm{tg}\, \beta}, \qquad (462)$$

где s — расстояние от нижней плоскости направляющего аппарата до входного диффузора. При $h_4 \neq D_4$

$$D_4 = 2\, \mathrm{tg}\, \beta\, (h - h_4 - s) + D_4. \qquad (463)$$

Длину колена принимают равной $L_k \leqslant (1{,}3 \div 1{,}6)\, D_4$ [23].

Для высоконапорных гидротурбин ($H > 200$ м) применяют отсасывающие трубы упрощенных форм, обеспечивающие меньшую ширину в плане. Колено отсасывающей трубы высоконапорной тур-

бины ($H = 230 \div 700$ *м*) обычно выполняют круглого сечения и постоянного диаметра.

Длина выходного диффузора зависит от принятой длины отсасывающей трубы и типа колена: размеры его входного и выходного сечений известны (входное сечение определяется размерами принятого колена, а выходное — принятой скоростью v_5 на выходе из отсасывающей трубы). Эквивалентный угол расширения потока в выходном диффузоре принимают $10 \div 14°$. Если боковые стенки диффузора параллельны, а его основание горизонтально, угол подъема потолка диффузора равен эквивалентному углу расширения. При наклонном основании диффузора угол подъема принимают не более $6 \div 12°$. Опорные бычки, устанавливаемые в выходном диффузоре при $B_5 > 10 \div 12$ *м*, выполняют толщиной $\delta = (0{,}1 \div 0{,}15)\,B_5$. Расстояние от входной кромки бычка до оси турбины должно быть не менее $1{,}4\,D_1$.

§ 83. Отсасывающие трубы капсульных гидроагрегатов и раструбные трубы вертикальных гидротурбин

Принципиальное устройство горизонтальных капсульных гидроагрегатов и их сравнение с обычными вертикальными осевыми турбинами рассмотрено во введении (см. § 7). Одним из преимуществ проточной части капсульных гидроагрегатов является прямоосная отсасывающая труба, потери энергии в которой значительно меньше,

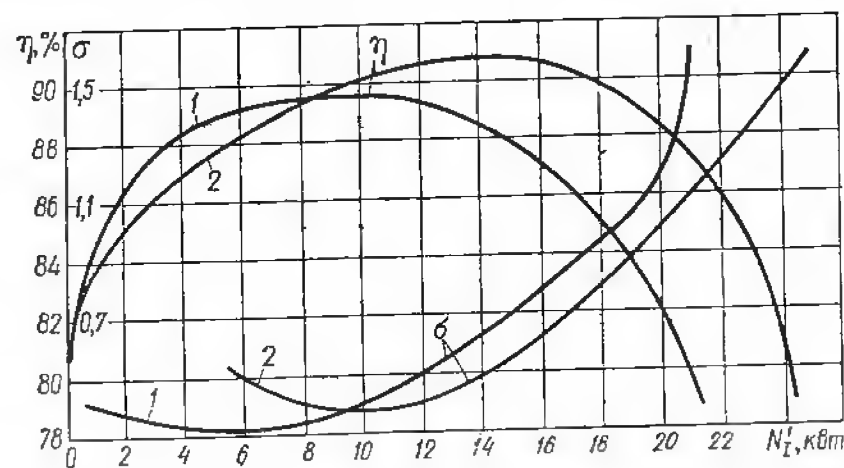


Рис. 176. Сравнение энергетических и кавитационных качеств гидротурбин.

1 — вертикальной осевой; *2* — капсульной турбины.

чем в изогнутой отсасывающей трубе. Это обстоятельство позволяет существенно увеличить пропускную способность, мощность и КПД турбины (рис. 176).

Лучшие гидравлические характеристики имеет п р я м о о с н а я к о н и ч е с к а я о т с а с ы в а ю щ а я т р у б а (рис. 177, *а*), однако ее применение связано с дополнительными строительными расходами в связи с большим объемом работ по сооружению здания ГЭС при установке вертикальных гидротурбин. При достаточной длине $L \geqslant (4{,}5 \div 6)\,D_1$ и оптимальном угле расширения потока $\theta = 12 \div 14°$ ее КПД максимальный по сравнению с другими типами труб. На современных низконапорных ГЭС устанавливают обычно капсульные гидроагрегаты с к о м б и н и р о в а н н ы м и о т с а с ы в а ю щ и м и т р у б а м и, которые более просты в изготовлении. Такая отсасывающая труба (рис. 177, *б*, *в*) состоит из начального конуса *1* небольшой длины, переходного участка *2*, где сечение трубы изменяется от круглого до прямоугольного, и выходного диффузора *3* прямоугольного сечения.

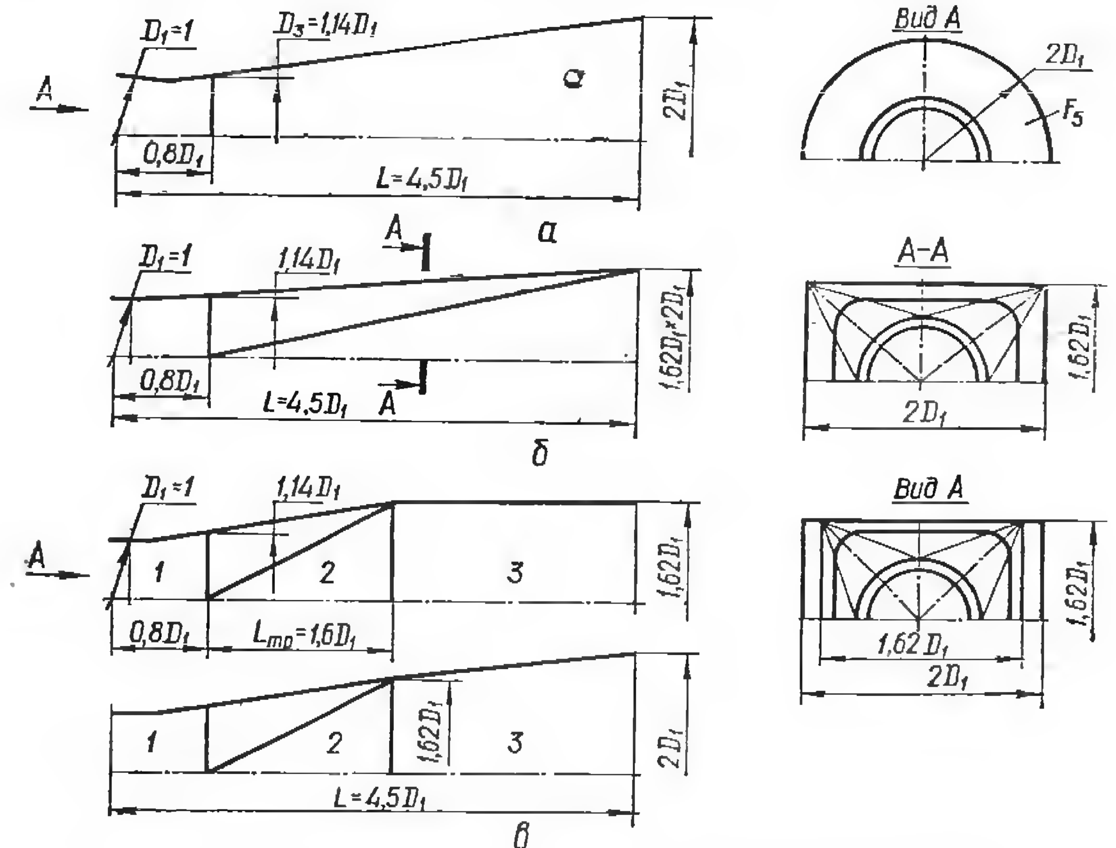


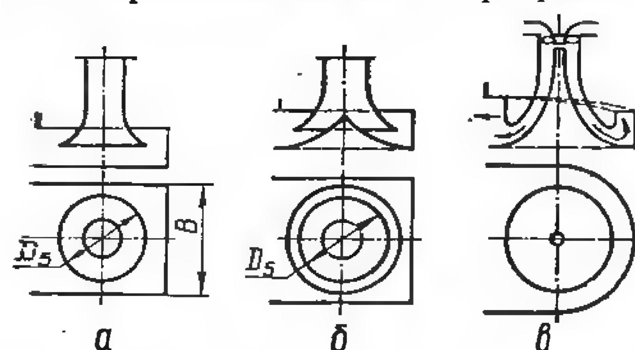
Рис. 177. Отсасывающие трубы капсульных гидротурбин:

а — коническая; *б*; *в* — комбинированная; *1* — начальный конус; *2* — переходной участок; *3* — выходной диффузор.

Диффузорность комбинированной отсасывающей трубы существенно меняется по ее длине и может составлять в переходном участке величину порядка $20 \div 28°$, в то время как в конической трубе при равных значениях L, D_3, F_5 эта величина постоянна и равна $20 \div 13°$. Большая диффузорность трубы может привести к ухудшению энергетических качеств ее и гидротурбины в целом. В ряде случаев такое решение считается экономически обоснованным, так как комбинированную отсасывающую трубу с переходом на прямоугольные сечения можно выполнить из сборного железобетона и тем самым уменьшить стоимость ее сооружения. При разработке отсасывающих труб комбинированной формы наиболее важным является выбор длин начального и переходного участков. Опытными исследованиями установлено, что длина переходного

участка значительно влияет на величину потерь энергии в отсасывающей трубе. Сравнительные испытания отсасывающих труб с различными длинами переходного участка $L_{пер} = (1{,}24 \div 3{,}7)\,D_1$ показали, что лучшие энергетические характеристики имеют отсасывающие трубы с бóльшим значением $L_{пер}$. Окончательные рекомендации по выбору оптимальных длин участков отсасывающей трубы пока отсутствуют, так как их величины зависят также от типа рабочего колеса и режима работы турбины [6].

В практике строительства зданий ГЭС, оборудованных вертикальными реактивными турбинами, применяют в основном изогнутые отсасывающие трубы. Однако форма изогнутых отсасывающих труб довольно сложная, что удорожает стоимость подводной части здания. С целью упрощения форм отсасывающих труб и удешевления строительства здания разработаны так называемые *раструбные отсасывающие трубы.*



а б в

Рис. 178. Различные типы раструбных отсасывающих труб:
а и *б* — без коноида; *в* — с коноидом.

Раструбная отсасывающая труба отличается от конической формой криволинейных стенок, которые очерчиваются по определенной зависимости (рис. 178). Такая труба значительно расширяется книзу; ее выходная часть размещается в отводящей камере специальной формы. При больших размерах турбины раструбная отсасывающая труба опирается на бычки.

Раструбная отсасывающая труба обладает способностью восстанавливать кинетическую энергию вращающегося потока. Это преимущество раструбной трубы по сравнению с изогнутой отсасывающей трубой достигается за счет большой ширины отводящей камеры в плане. Меньшая высота раструбной трубы обеспечивает экономию средств при сооружении подводной части здания ГЭС. Безусловно наилучшими гидравлическими характеристиками обладает обычная коническая труба $L = (4{,}5 \div 6)\,D_1$, но ее применение на вертикальных турбинах средней и большой мощности экономически неоправдано, так как связано с большим заглублением основания здания.

Для уменьшения застойной зоны, образующейся в потоке на некоторых режимах работы турбины, в центре трубы устанавливают тело вращения, так называемый *коноид*. В этом случае раструбную отсасывающую трубу называют *коноидальной*. Так как раструбная отсасывающая труба может восстанавливать энергию вращающегося потока после рабочего колеса, ее применение более целесообразно с радиально-осевыми рабочими колесами. Известно, что радиально-осевые турбины, как турбины одиночного регулирования, имеют бóльшую величину закрутки потока за рабочим колесом на неоптимальных режимах.

Энергетические показатели раструбной отсасывающей трубы пониженной высоты лучше изогнутой трубы такой же высоты. Существенным недостатком раструбных труб является их большая ширина в плане ($B = 4D_1$) и наличие опорных бычков. При уменьшении ширины отводящей камеры КПД турбины уменьшается по сравнению с турбиной с изогнутой отсасывающей трубой той же высоты.

В последние годы ведутся исследования по разработке экономичных отсасывающих труб пониженной высоты. Простое уменьшение длины обычной конической трубы с целью ее применения на вертикальных турбинах привело бы к неоправданно большому падению КПД ($\Delta\eta = 3 \div 6\%$ и более). Чтобы избежать этого, разработаны специальные формы прямоосных раструбных труб пониженной высоты $h = (1{,}5 \div 2)\,D_1$. Причиной понижения КПД укороченной конической трубы с увеличенным значением угла раскрытия $\theta < 12°$ является переменный градиент давления вдоль ее оси, который определяется по формуле

$$\frac{d\bar{p}}{d\bar{z}} = \frac{8\,\mathrm{tg}\,\frac{\theta}{2}}{\left(1 + 2\bar{z}\,\mathrm{tg}\,\frac{\theta}{2}\right)^5}, \qquad (464)$$

где θ — полный угол расширения потока; $\bar{z} = z_3/D_3$ — относительное расстояние рассматриваемой точки от входного сечения диффузора; $\bar{p} = \frac{p}{\rho v_3^2/2}$ — относительное давление в потоке.

Расчеты, выполненные при помощи зависимости (464), показывают, что градиент давления во входном сечении короткой конической трубы в 10 раз больше, чем в выходном. При увеличенных углах расширения потока имеет место интенсивное нарастание пограничного слоя, его отрыв и резкое возрастание внутренних потерь энергии в короткой конической трубе.

Опытные исследования показывают, что короткие прямоосные отсасывающие трубы, рассчитанные при условии обеспечения постоянства градиента давления вдоль оси трубы

$$\frac{dp}{dz} = \mathrm{const}, \qquad (465)$$

имеют меньшие потери энергии. В такой трубе обеспечивается определенный закон изменения площадей вдоль оси трубы, при котором площадь потока незначительно увеличивается в начале и значительно в выходной части трубы. Боковые стенки раструбной трубы получаются криволинейными (рис. 166,*в*); при этом диаметр любого сечения трубы определяется из выражения

$$D = \frac{D_3}{\sqrt[4]{1 - \frac{z}{L}\left(1 - \frac{D_3}{D_5}\right)^4}}, \qquad (466)$$

увеличить частоту вращения рабочего
а обеспечивает высокий среднеэксплу-
ых нагрузках турбин часть сопл от-
сопл должно быть четным; во избежа-
одшипники гидроагрегата выключать
ла. В результате улучшения проточ-
рбин увеличена быстроходность на
апоров.

щения рабочего колеса возрастает
риваемый промежуток времени. Фак-
ейшее повышение частоты вращения,
. В настоящее время допускается до
минуты (при шести соплах и частоте
величение числа ударов на ковш обе-
ния турбины и применение большего
. В результате вес и стоимость гидро-
оящее время вертикальные ковшовые
т горизонтальные, так как установка
ет выбрать большую частоту враще-
оимость генератора, и получить боль-
роагрегата при меньших габаритах
шению стоимости здания ГЭС.

и радиально-осевых гидротурбин

роцессы радиально-осевой и ковшо-
о отличаются между собой [18; 27].

..„ Изд-во Ленинградского универси-

е предусмотрены спиральная камера
воротными лопатками, которые в за-
меняют величину расхода и цирку-
ее колесо. Поэтому величина давле-
правление в потоке перед и за рабо-
ходе от одного режима работы к дру-
расход воды через рабочее колесо
ределяемого положением иглы. При
рости и ее направление практически
в потоке через рабочее колесо также
, как правило, равно атмосферному.
у струей и рабочим колесом умень-
ергия потока.

о-осевой турбины давление в потоке
его продвижения от спиральной ка-
асывающей трубы. В ковшовой тур-
ла в виде свободных струй, посту-
фическое изменение давления в про-
урбин показано на рис. 61, *а*, *б*.

Неотъемлемым элементом проточной части реактивной турбины является отсасывающая труба, в которой кинетическая энергия потока на выходе из рабочего колеса преобразуется в дополнительное разрежение под ним. В ковшовой турбине вода с рабочего колеса попадает непосредственно в нижний бьеф, поэтому часть напора на турбине в виде разности отметок точки касания струи к среднему диаметру колеса и нижнего бьефа теряется.

Подвод воды к ковшам рабочего колеса парциальный, т. е. в виде отдельных струй, что ограничивает их удельную мощность и быстроходность. В реактивной турбине поток подводится по всему периметру рабочего колеса.

В диапазоне напоров $H = 200 \div 700$ *м* возможно применение высоконапорных радиально-осевых и ковшовых гидротурбин. Необходимо решить, какой тип турбины обеспечит более высокие технико-экономические показатели энергетического оборудования и здания ГЭС. В связи с этим при проектировании высоконапорных ГЭС и выборе турбинного оборудования на указанные напоры следует принимать во внимание следующие соображения.

Радиально-осевые турбины имеют ряд преимуществ по сравнению с ковшовыми, а именно: бо́льшая быстроходность турбины, обеспечивающая меньшие вес и габариты гидроагрегата, что особенно важно при строительстве подземных ГЭС; более высокий КПД в диапазоне нагрузок $80 \div 100\%$ от расчетной мощности турбины; более полное использование напора на ГЭС при установке рабочего колеса над уровнем нижнего бьефа.

С другой стороны, ковшовые турбины имеют свои преимущества: меньшее повышение давления в напорном трубопроводе при изменении нагрузки на турбине; при наличии взвешенных твердых частиц в воде износ сопла и ковшей значительно меньше, чем износ уплотнений рабочего колеса радиально-осевой турбины, поэтому снижение КПД ковшовой турбины в процессе ее эксплуатации меньше. Кроме того, при малых нагрузках на турбине величина КПД ковшовой турбины больше по сравнению с радиально-осевой. Расходы на обслуживание ковшовой турбины меньше, ее осмотр и ремонт проще.

§ 86. Использование энергии потока в ковшовой гидротурбине

При изучении рабочего процесса ковшовой турбины рассматривают силовое взаимодействие между струей и ковшом, определяют оптимальную частоту вращения рабочего колеса, величину КПД и гидравлические потери энергии в гидротурбине [27]. Исследование выполняют при определенных допущениях. В частности, полагают, что диаметр струи d_0 значительно меньше диаметра рабочего колеса D_1, а распределение скорости в поперечном сечении струи равномерное.

Силу взаимодействия струи с ковшом определяют, используя теорему об изменении количества движения потока на участке струи

между сечениями $I-I$ и $II-II$ (рис. 183). Известно, что изменение количества движения потока $d(mv)$ за некоторый промежуток времени dt равно равнодействующей R всех сил, действующих на рассматриваемую массу потока за то же время:

$$d(mv) = Rdt. \quad (467)$$

Так как движение струи установившееся, для определения величины $d(mv)$ достаточно вычислить разность значений количества движения объемов жидкости $I-I'$ и $II-II''$. По известной величине $d(mv)$, вычисленной вдоль оси $X-X$ (направление движения рабочего колеса), определяют значение R_x, а затем силу P_x

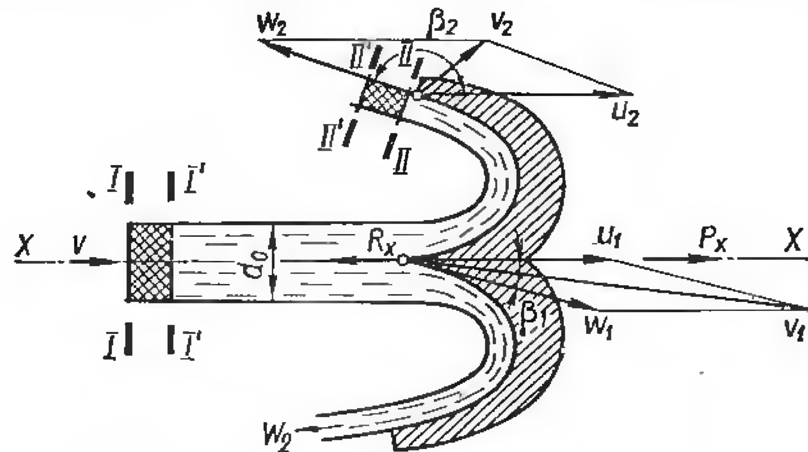


Рис. 183. К определению силового взаимодействия между струей и ковшом.

воздействия струи на ковш. Изменение количества движения, указанных объемов жидкости, определяется из выражения

$$d(mv)_{\mathrm{II-II}'} - d(mv)_{\mathrm{I-I}'} = m(w_{2_x} - w_{1_x}) = \frac{\gamma Q dt}{g}(w_{2_x} - w_{1_x}), \quad (468)$$

где $w_{2x} = w\cos\beta_2$; $w_{1x} = v - u = w$ — проекции относительных скоростей потока на направление перемещения ковша $X-X$.

Используя уравнения (467) и (468), получают

$$\frac{\gamma Q dt}{g} w(\cos\beta_2 - 1) = R_x dt,$$

откуда определяют реакцию ковша на струю

$$R_x = \frac{\gamma Q}{g}(v-u)(\cos\beta_2 - 1). \quad (469)$$

В свою очередь, сила воздействия струи на ковш

$$P_x = -R_x = \frac{\gamma Q}{g}(v-u)(1-\cos\beta_2). \quad (470)$$

Определяют максимальную величину P_x силы воздействия струи на ковш в предположении $u = 0$ и $\beta_2 \simeq 180°$:

$$P_{x\,\max} = \frac{2\gamma Q v}{g}. \quad (471)$$

В случае выхода турбины в разгон ($v \simeq u$) сила воздействия струи на ковш примерно равна нулю.

Мощность, развиваемая турбиной

$$N_{\text{эф}} = P_x u = \frac{\gamma Q}{g}(v-u)(1-\cos\beta_2)u. \quad (472)$$

Величина гидравлического КПД турбины

$$\eta_{\text{г}} = \frac{N_{\text{эф}}}{N} = \frac{\gamma Q(v-u)u(1-\cos\beta_2)}{g\gamma Q H} = \frac{1}{gH}(v-u)u(1-\cos\beta_2). \quad (473)$$

Для определения максимального КПД вычисляют частную производную выражения (473) по u и приравнивают ее нулю:

$$\frac{\partial \eta_{\text{г}}}{\partial u} = \frac{(1-\cos\beta_2)(v-2u)}{gH} = 0.$$

Частная производная равна нулю, если $v - 2u = 0$. Следовательно, оптимальная частота вращения рабочего колеса, при которой КПД турбины максимальный, равна:

$$u = \frac{v}{2}. \quad (474)$$

Подставив значение u из уравнения (474) в уравнение (473), определяют максимальный КПД турбины

$$\eta_{\text{г}\,\max} = \frac{1}{gH}(1-\cos\beta_2)\left(v - \frac{v}{2}\right)\frac{v}{2} = \frac{1}{gH}(1-\cos\beta_2)\frac{v^2}{4}. \quad (475)$$

Если бы струя поворачивала в ковше на угол $\beta_2 = 180°$, то из уравнения (475) $\eta_{\text{г}\,\max} = 1$ (так как $v \simeq \sqrt{2gH}$). При обтекании плоской пластины, перпендикулярной к струе, угол $\beta_2 = 90°$, и при условии $u = \frac{v}{2}$ КПД равнялся бы только $\eta = \frac{1}{2}$. Полусферическая форма ковша обеспечивает поворот потока почти на 180° и тем самым значительно увеличивает передачу энергии струи рабочему колесу. В действительности поворот струи в ковше осуществляется на угол $\beta_2 = 173 \div 176°$. Кроме того, процесс преобразования в сопле потенциальной энергии в кинетическую связан с потерями. С учетом сказанного можно записать $u_{\text{опт}} < \frac{v}{2}$ и $\eta_{\text{г}\,\max} < 1$.

Устанавливают зависимость между величиной КПД и гидравлическими потерями в ковшовой турбине. Для этого движение ковшей рабочего колеса заменяют прямолинейным поступательным движением одного эквивалентного ковша, на который постоянно воздействует струя. Считают, что поступательная скорость эквивалентного ковша равна окружной скорости рабочего колеса на радиусе $R_1 = \frac{D_1}{2}$.

Предполагают также, что частицы жидкости перемещаются в ковше в плоскостях, параллельных оси струи и плоскости рабочего колеса. Кроме того, предполагают, что слой жидкости внутри

ковша достаточно тонкий, а частицы жидкости движутся по одинаковым траекториям [27]. Действительное течение потока в ковшовой турбине значительно сложнее. Однако зависимости, полученные с использованием перечисленных допущений, качественно согласуются с результатами опытных исследований.

Для определения зависимости между гидравлическим КПД $\eta_г$ и потерями энергии h_{1-2} в рабочем колесе используют уравнение Л. Эйлера для турбомашин (78) и уравнение энергии для относительного потока (59) (см. § 11; 12). Уравнение энергии относительного потока записывают для входного и выходного сечений:

$$\frac{p_1}{\gamma}+z_1+\frac{w_1^2}{2g}-\frac{u_1^2}{2g}=\frac{p_2}{\gamma}+z_2+\frac{w_2^2}{2g}-\frac{u_2^2}{2g}+h_{1-2}. \qquad (476)$$

В данном случае $r_1=r_2=\frac{D_1}{2}$ и $r_1\omega=r_2\omega=u$. Из рассмотрения треугольников скоростей (рис. 183) на входе и выходе из рабочего колеса: $v_1=v_{u_1}$; $v_{u_2}=u-w_2\cos(180°-\beta_2)$. Учитывая, что $p_1=p_2=p_{атм}$; $u_1=u_2$; $z_1=z_2$, из уравнения (476) получают зависимость между относительными скоростями потока на входе и выходе из ковша

$$w_2=\sqrt{w_1^2-2gh_{1-2}}=w_1\sqrt{1-\frac{2gh_{1-2}}{w_1^2}}=\zeta w_1. \qquad (477)$$

С другой стороны, относительная скорость потока $w_2=\zeta w_1=\zeta(v_1-u)$, откуда определяют окружную составляющую абсолютной скорости на выходе из ковша $v_{u_2}=u+\zeta(v_1-u)\cos\beta_2$. Подставляя значения v_{u_1} и v_{u_2} в уравнение Л. Эйлера, получают:

$$\eta_г gH=u[(v_{u_1}-u)-\zeta(v_1-u)\cos\beta_2]=u(v_1-u)(1-\zeta\cos\beta_2),$$

откуда получают выражение для КПД турбины

$$\eta_г=\frac{u(v_1-u)(1-\zeta\cos\beta_2)}{gH}. \qquad (478)$$

Подставляют в уравнение (478) выражения скоростного коэффициента и коэффициента окружной скорости:

$$\Phi=\frac{v_1}{\sqrt{2gH}}; \qquad (479)$$

$$\psi=\frac{u}{v_1}=\frac{u}{\Phi\sqrt{2gH}}. \qquad (480)$$

После преобразований уравнение (480) принимает вид

$$\eta_г=\frac{2u_1v_1\left(1-\frac{u}{v}\right)(1-\zeta\cos\beta_2)}{\sqrt{2gH}\cdot 1}=2(1-\zeta\cos\beta_2)\Phi^2\psi(1-\psi). \qquad (481)$$

Из рассмотрения уравнения (481) следует, что гидравлический КПД ковшовой турбины зависит от величины коэффициента ζ, который определяется гидравлическими потерями в рабочем колесе; угла β_2 отклонения струи в ковше; величины коэффициента Φ, характеризующего потери в сопле, и значения коэффициента ψ окружной скорости. Коэффициент ζ учитывает потери энергии, возникающие при движении вязкой жидкости внутри ковша. Эти потери увеличиваются при уменьшении скорости вращения рабочего колеса. Из уравнения (475) следует, что при повороте потока в ковше на угол $\beta_2=180°$ КПД турбины имел бы максимальное значение. Однако при $\beta_2=180°$ поток, сходящий с ковша, ударялся бы о тыльную поверхность последующего ковша. Во избежание этого угол β_2 выполняют в пределах $173\div176°$.

Относительные выходные потери

$$\zeta_{вых}=\frac{h_{вых}}{H}=\frac{v_2^2}{2gH}. \qquad (482)$$

Из рассмотрения выходного треугольника скоростей

$$v_2^2=u^2+w^2-2uw_2\cos(180-\beta_2).$$

Учитывая, что $w_2=\zeta(v_1-u)$ и выполнив преобразования, получают

$$v_2^2=v_1^2[\psi^2+\zeta^2(1-\psi)^2-2\psi(1-\psi)\zeta\cos(180°-\beta_2)]. \qquad (483)$$

Подставив значение v_2^2 в уравнение (482), находят выражение выходных относительных потерь

$$\zeta_{вых}=\Phi^2[\psi^2+\zeta^2(1-\psi)^2-2\psi(1-\psi)\zeta\cos(180°-\beta_2)]. \qquad (484)$$

Чтобы определить величину $\psi_{опт}$, при которой выходные потери минимальны, вычисляют производную выражения (484) по ψ и приравнивают ее нулю:

$$\frac{d\zeta_{вых}}{d\psi}=\Phi^2[2\psi-2\zeta^2+2\psi\zeta^2-2\zeta\cos(180°-\beta_2)+$$
$$+4\zeta\psi\cos(180°-\beta_2)]=0,$$

откуда определяют оптимальный коэффициент окружной скорости

$$\psi_{опт}=\frac{\zeta^2+\psi\cos(180°-\beta_2)}{1+\zeta^2+2\zeta\cos(180°-\beta_2)}. \qquad (485)$$

Принимая $\zeta=1$, из уравнения (485) находят $\psi=0{,}5$.

С учетом потерь энергии в рабочем колесе $\zeta\neq 1$ и при $\beta_2\approx 180°$ получают

$$\psi_{опт}=\frac{\zeta^2+\zeta}{1+\zeta^2+2\zeta}=\frac{\zeta}{1+\zeta}. \qquad (486)$$

Согласно уравнению (477) $\zeta<1$, поэтому $\psi_{опт}=0{,}46\div0{,}49$.

Величина коэффициента $\psi_{опт}$ зависит также от режима работы турбины, характеризуемого разными значениями n_I' при изменении напора на турбине:

$$\psi = \frac{u}{v} = \frac{\pi D n}{60\Phi\sqrt{2gH}} = \frac{0{,}0118}{\Phi} n_I'. \qquad (478)$$

Скоростной коэффициент характеризует потери энергии в сопле и в струе на участке от сопла до рабочего колеса. Его величина находится в пределах $\Phi = 0{,}97 \div 0{,}98$. Существует зависимость между коэффициентом Φ и КПД сопла. Кинетическая энергия струи на выходе из сопла

$$\frac{v_1^2}{2g} = \eta_c H_n, \qquad (488)$$

где η_c — КПД сопла;

H_n — величина напора на входе в сопло, равная разности напора на турбине H и потерь ΔH в коллекторе $(H - \Delta H)$.

Из уравнения (488) следует, что

$$v_1 = \sqrt{2g\eta_c H_n} = \Phi\sqrt{2gH_n}.$$

Откуда

$$\Phi = \sqrt{\eta_c}.$$

КПД сопла зависит от отношения диаметра струи к диаметру сопла d_0/d_i; $\eta_c = 0{,}95 \div 0{,}98$.

Кроме гидравлических потерь в ковшовой турбине имеются механические потери в подшипниках, вентиляционные потери на трение вращающегося рабочего колеса о воздух и объемные потери. В зависимости от размеров рабочего колеса, сопла и быстроходности полный КПД ковшовых турбин может достигать величины $\eta = 91\%$.

§ 87. Основные гидравлические параметры и быстроходность

Выражения для приведенных величин расхода, оборотов и мощности, а также быстроходности для ковшовых турбин получают, используя выведенные ранее зависимости (см. § 20,22).

Приведенный расход определяют, вычислив вначале расход ковшовой турбины с одним рабочим колесом и одним соплом:

$$Q = \frac{\pi d_0^2}{4}\Phi\sqrt{2gH}, \qquad (490)$$

где d_0 — диаметр струи.

Откуда приведенный расход

$$Q_I' = \frac{Q}{D_1^2\sqrt{H}} = \frac{\pi\Phi\sqrt{2g}}{4}\left(\frac{d_0}{D_1}\right)^2 = K_2\Phi\left(\frac{d_0}{D_1}\right)^2, \qquad (491)$$

где

$$K_2 = \frac{\pi\sqrt{2g}}{4} = 3{,}48.$$

Для многоструйной турбины

$$Q_I' = K_2\Phi z_0\left(\frac{d_0}{D_1}\right)^2, \qquad (492)$$

где z_0 — число струй.

Приведенные обороты

$$n_I' = \frac{nD_1}{\sqrt{H}} = \frac{60\omega\sqrt{2g}D_1}{2\pi\sqrt{2gH}} = \frac{60\sqrt{2g}}{\pi}\Phi\frac{u_1}{v_1} = K_3\Phi\psi, \qquad (493)$$

где

$$K_3 = \frac{60\sqrt{2g}}{\pi} = 84{,}5.$$

Приведенная мощность

$$N_I' = \frac{\gamma Q_I'\eta}{102} = \frac{1000\cdot 3{,}48\,\eta z_0\Phi}{102}\left(\frac{d_0}{D_1}\right)^2 = 34\,\eta z_0\Phi\left(\frac{d_0}{D_1}\right)^2. \qquad (494)$$

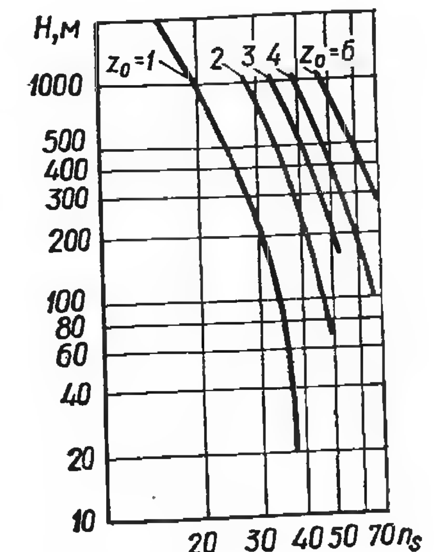


Рис. 184. Выбор числа сопл в зависимости от быстроходности турбины.

Быстроходность турбины

$$n_s = 3{,}65 n_I'\sqrt{Q_I'\eta} = K_1\Phi\psi K_3\sqrt{K_2 z_0\Phi\eta}\,\frac{d_0}{D_1} = K\frac{d_0}{D_1}\sqrt{z_0\eta}, \qquad (495)$$

где $K_1 = 3{,}65$; $K = K_1K_3\Phi\sqrt{K_2\Phi}\psi$.

Как следует из рассмотрения зависимости (495), быстроходность турбины пропорциональна величинам K, d_0/D_1 и растет по мере увеличения числа сопл z_0. Для ковшовой турбины с одним соплом $(z_0 = 1)$ отношение $\left(\frac{D_1}{d_0}\right)_{min} = 6 \div 7$, что соответствует $n_s = 37 \div 43$. Для многоструйных ковшовых турбин (рис. 184):

при $z_0 = 2$ $n_s = 53 \div 61$;
» $z_0 = 3$ $n_s = 65 \div 75$;
» $z_0 = 4$ $n_s = 75 \div 87$;
» $z_0 = 5$ $n_s = 93 \div 97$;
» $z_0 = 6$ $n_s = 91 \div 106$.

Чем меньше отношение D_1/d_0, тем больше быстроходность турбин (см. уравнение (495). Однако при значениях $\frac{D_1}{d_0} < 6 \div 7$ КПД

резко снижается. Поэтому современные турбины проектируют для $ns_{max} = 60$ и $\left(\frac{D_1}{d_0}\right)_{опт} = 10 \div 18$, что соответствует быстроходности на одно сопло $n_s = 14 \div 26$.

Опытные исследования показывают, что диаметр струи следует принимать не менее $d_0 = 55$ *мм*; в крупных гидротурбинах диаметр струи может быть $d_0 = 500$ *мм* и даже больше.

§ 88. Определение основных размеров ковшовой гидротурбины

При проектировании турбины задаются напорами H_{min}, $H_р$, H_{max}, единичной мощностью агрегата и числом агрегатов на ГЭС. В ходе проектирования определяют: диаметры рабочего колеса и струи, число сопл, частоту вращения и тип турбины. Чтобы выбрать оптимальный вариант, рассматривают несколько типов гидротурбинного оборудования на заданные условия [22; 27]. Для предварительного выбора типа турбины можно воспользоваться номограммой (рис. 181).

Максимальный расход через турбину для заданных расчетных мощности и напора определяют по формуле

$$Q_{max} = \frac{102N_р}{H_р\eta_н}, \quad (496)$$

где КПД турбины принимают $\eta_н = 0{,}86 \div 0{,}9$ — в зависимости от ее размеров и типа.

Диаметр струи вычисляют при помощи зависимости (490):

$$d_0 = \sqrt{\frac{4Q_{max}}{\pi z_0 \Phi\sqrt{2gH_р}}} = 0{,}545\sqrt{\frac{Q_{max}}{z_0\sqrt{H_р}}}, \quad (497)$$

где z_0 — число сопл; Φ — скоростной коэффициент, величина которого 0,97.

Так как число сопл и отношение D_1/d_0 пока неизвестны, целесообразно выполнить вычисления для ряда значений: $z_0 = 1 \div 6$ и $D_1/d_0 = 10 \div 18$, а затем выбрать оптимальный вариант.

Определяют синхронную частоту вращения гидроагрегата, задавшись оптимальными приведенными оборотами $n'_I = 39$ *об/мин*.

При рассмотрении различных вариантов ковшовых турбин принимают во внимание следующее. Увеличение числа сопл и уменьшение отношения D_1/d_0 приводит к сокращению размеров турбины, ее веса и стоимости (но при этом требуется более сложный коллектор); одновременно увеличивается частота вращения турбины. Вес генератора обратно пропорционален квадрату частоты вращения, поэтому при увеличении частоты вращения вес генератора и его маховый момент существенно снижаются. Следовательно, для уменьшения размеров и стоимости энергетического оборудования и здания ГЭС целесообразно принять вариант турбины с большей частотой вращения. Необходимо также оценить величину напряжений в рабочем колесе, так как с уменьшением отношения D_1/d_0 они возрастают.

Для окончательного выбора типа и размеров турбины сравнивают энергетические показатели различных рабочих колес для заданного диапазона изменения напора и мощности на турбине с учетом времени работы турбины при различных нагрузках. Чтобы обеспечить высокий среднеэксплуатационный КПД турбины, рекомендуется принимать приведенные расчетные обороты несколько больше оптимальных. Приняв величину $n'_{Iр}$ и синхронную частоту вращения, уточняют диаметр рабочего колеса: $D_1 = \frac{n'_{Iр}\sqrt{H_р}}{u}$.

Первоначально расход через турбину был вычислен приближенно при принятом значении КПД турбины. Остановившись окончательно на определенной величине диаметра натурной турбины, при помощи универсальной характеристики модели уточняют $\eta_н$ и пересчитывают расход. Далее уточняют диаметр d_0 струи, после чего принимают выходной диаметр сопла $d = (1{,}1 \div 1{,}2)\ d_0$. На заданные напоры H_{min}, $H_р$, H_{max} и принятые параметры турбины строят эксплуатационную характеристику натурной гидротурбины, пользуясь универсальной характеристикой модели.

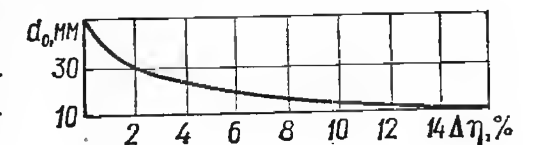


Рис. 185. Определение поправки КПД $\Delta\eta = f(d_0)$ ковшовой турбины.

Для вычисления КПД турбины при различных режимах нужно знать поправку $\Delta\eta$, которую определяют следующим образом. Для каждого значения n'_I на универсальной характеристике модели находят величины $\eta_м$ и Q'_I и вычисляют диаметр струи модели

$$d_{0\,м} = 0{,}545D_1\sqrt{Q'_I}, \quad (498)$$

где Q'_I — приведенный расход, приходящийся на одно сопло.

Если полученная величина $d_{0м} < 55$ *мм*, при помощи кривой $\Delta\eta = f(d_0)$ (рис. 185) определяют поправку $\Delta\eta$, а затем КПД натурной турбины для рассматриваемого режима $\eta_н = \eta_м + \Delta\eta$. Если $d_{0м} > 55$ *мм*, $\Delta\eta = 0$ и $\eta_н = \eta_м$.

На заключительной стадии выбора типа и параметров турбины необходимо проанализировать капиталовложения на строительство ГЭС, стоимость эксплуатации и ремонта, надежность оборудования и т. д.

§ 89. Выбор элементов проточной части

Размеры и форма подводящего колена односопловой турбины или коллектора многосопловой должны быть выбраны такими, чтобы обеспечить минимальные гидравлические потери и равномерное распределение скорости на входе в сопло. Для этого скорость потока во входном сечении коллектора не должна превышать определенной величины $v = K\sqrt{2gH}$, где $K \leqslant 0{,}09$ (чем больше напор,

тем меньше K). Размеры поперечных сечений коллектора определяют исходя из условия постоянства скорости $v_{ср} = \text{const}$ вдоль его средней линии или принимают величину $v_{ср}$ возрастающей. Входной диаметр сопла принимают в $3 \div 3{,}5$ раза больше, чем на выходе из него. Поэтому даже при максимальном расходе через турбину средняя скорость потока в коллекторе примерно в 10 раз меньше, чем на выходе из сопла. Благодаря этому потери энергии в коллекторе невелики. На основании подробных экспериментальных исследований разработаны формы коллекторов, удовлетворяющие предъявляемым требованиям [27].

Как было отмечено выше, направляющий аппарат ковшовой турбины служит для преобразования потенциальной энергии потока в кинетическую энергию струи и регулирования расхода при изменении нагрузки. Поэтому контуры сопла и иглы следует задавать такими, чтобы обеспечить плавное изменение расхода при перемещении иглы на ход S. Кроме того, на каждом открытии скорость потока должна изменяться плавно вдоль оси сопла. Очертания сопла подбирают для выбранных входного и выходного его диаметров, учитывая при этом форму иглы, конструкцию механизма ее перемещения и др. Для выбора оптимальной формы сопла рассматривают несколько вариантов, для которых строят потенциальные потоки при различных открытиях и проводят модельные исследования. Для образования компактной струи необходимо обеспечить достаточное сужение потока на выходе из сопла, что достигается за счет принятия определенного центрального угла сопла γ. Можно рекомендовать следующие величины углов сопла γ и иглы α (рис. 186): $\gamma/\alpha = 60°/45°,\ 90°/60°,\ 80°/55°$.

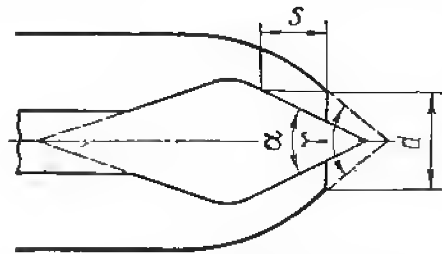


Рис. 186. К выбору формы сопла и иглы.

Форма дефлектора и положение его оси поворота должны обеспечить минимальный момент, действующий на него со стороны струи. Сервомотор, управляющий положением дефлектора, имеет при этом наименьшие размеры. Применяют различные способы предотвращения выхода турбины в разгон: дефлектор, разделяющий струю на две части (одна часть струи проходит мимо рабочего колеса, другая направляется на тыльную поверхность ковшей, что вызывает быстрое торможение рабочего колеса); в игле предусматривают специальные лопатки, которые выступают в поток при резком сбросе нагрузки (при этом струя значительно закручивается и расширяется, а ее энергия рассеивается); установка специального отражателя на кожухе турбины, при помощи которого струя, отводимая от рабочего колеса при увеличении частоты его вращения, отклоняется на тыльную сторону ковшей.

Для профилирования ковшей рабочего колеса используют данные решения прямой и обратной задач (см. § 15, 16). Для решения прямой задачи должны быть заданы: форма ковша, его положение относительно колеса и струи, частота вращения колеса и скорость струи. В результате решения прямой задачи определяют распределение скоростей и давления в потоке на ковше. При помощи обратной задачи определяют форму ковша, обеспечивающую минимальные потери энергии при взаимодействии струи с ковшом при заданных частотах вращения колеса и скорости струи.

Современные формы и конструкции ковшей разработаны в результате многолетних экспериментальных исследований. Можно

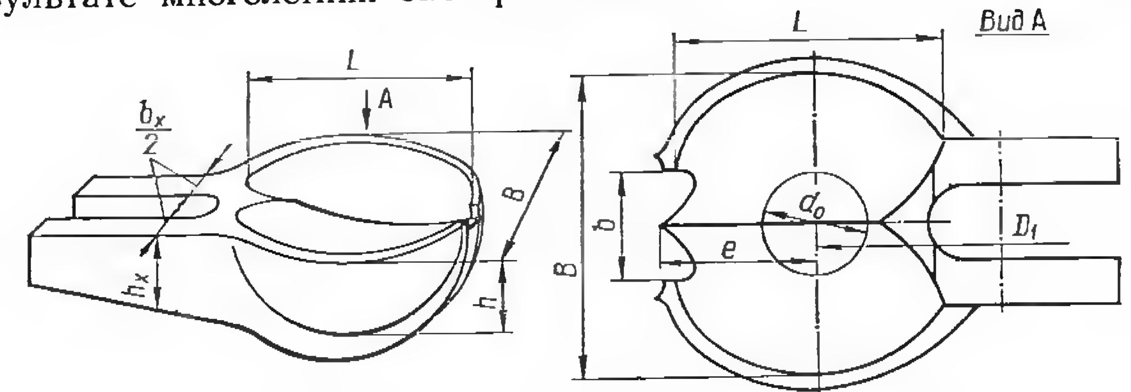


Рис. 187. Основные размеры ковша рабочего колеса.

рекомендовать следующие основные размеры ковша (рис. 187): $B = (2{,}8 \div 4)\, d_0$; $L = (0{,}7 \div 0{,}9)\, B$; $h = (0{,}25 \div 0{,}3)\, B$; $b = 1{,}2 d_0 + 5$ *мм*; $e = (0{,}9 \div 1{,}2)\, d_0$. Число ковшей z рабочего колеса зависит от принятого отношения D_1/d_0:

D_1/d_0	6	8	10	15	20	25
z	$17 \div 20$	$18 \div 22$	$19 \div 27$	$22 \div 27$	$27 \div 30$	$26 \div 33$

Принятое число ковшей z должно быть достаточно большим, чтобы исключить проскакивание отдельных частиц струи мимо рабочего колеса. Оптимальное число ковшей окончательно устанавливают опытным путем.

Турбинный кожух служит для отвода воды, сходящей с рабочего колеса в нижний бьеф. Вода от рабочего колеса отводится таким образом, чтобы исключить ее пересечение с рабочим колесом и струями. Размеры кожуха выбирают минимально возможными, поскольку они определяют габариты турбины и влияют на ее вес. Для горизонтальных и вертикальных турбин применяют различные формы турбинных кожухов. В горизонтальных ковшовых турбинах верхняя часть кожуха имеет простые очертания и наименьшие размеры во избежание увеличения вентиляционных потерь. На внутренней поверхности кожуха устанавливают отражатели отклоняемых струй и отражатели для предотвращения захвата воздуха и воды в верхнюю часть кожуха. В вертикальных ковшовых турбинах часть воды от рабочего колеса отводится в верхнюю часть кожуха и далее в нижний бьеф. Чтобы определить форму кожуха, необходимо проанализировать абсолютное движение потока после рабочего колеса и построить траектории его частиц. В вертикальных ковшовых турбинах применяют различные формы кожухов в зависимости от геометрии ковшей рабочего колеса.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1. **Системы единиц**

Единицы	МКГСС				СИ (система интернациональная)				Связь систем	
	Величины	Наименование единицы	Размерность	Обозначение	Величины	Наименование единицы	Размерность	Обозначение	МКГСС и СИ	СИ и МКГСС
Основные	Длина	Метр	L	*м*	Длина	Метр	L	м	—	—
	Сила	Килограмм-сила	P	*кгс*	Масса	Килограмм	M	кг	1 *кгс* = 9,81 Н	—
	Время	Секунда	T	*с*	Время	Секунда	T	с	—	—
Производные	Масса	—	$\frac{PT^2}{L}$	$\frac{кгс \cdot с^2}{м}$	Сила	1 кгс × × 1 м/с² = = 1 ньютон	$\frac{ML}{T^2}$	Н	—	1Н = 0,102 *кгс*
	Плотность	—	$\frac{PT^2}{L^4}$	$\frac{кгс \cdot с^2}{м^4}$	Плотность	—	$\frac{M}{L^3}$	кг/м³	$1\ \frac{кг \cdot с^2}{м^4} =$ = 9,81 кг/м³	1 кг/м³ = $102\ \frac{кг \cdot с^2}{м^4}$
	Удельный вес	—	$\frac{P}{L^3}$	*кгс/м³*	Удельный вес	—	$\frac{M}{T^2L^2}$	Н/м³	$\frac{1\ кгс}{м^3}$ = 9,81 Н/*м³*	1 Н/*м³* = = 0,102 *кгс/м³*
	Работа, энергия	1 *кгс* · 1 *м* = = 1 килограмм-метр	PL	*кгс · м*	Работа, энергия	1 Н · 1 м = = 1 джоуль	$\frac{ML^2}{T^2}$	Дж	1 *кгс* · *м* = 9,81 Дж	1 Дж = 0,102 *кгс·м*
Производные	Мощность	1 *кгс* · *м*/1 *с* = = 1 килограмм-метр в секунду	$\frac{PL}{T}$	$\frac{кгс \cdot м}{с}$ *л. с.*	Мощность	1 Дж/1 *с* = = 1 ватт 1000 ватт = = 1 киловатт	$\frac{ML^2}{T^3}$	Вт кВт	1 *кгс·м/с* = 9,81 Вт 1 *л. с.* = 0,736 кВт	1 Вт = = 0,102 *кгс · м/с* 1 кВт = 102 *кгс·м/с*
	Момент	—	PL	*кгс · м*	Момент	—	$\frac{ML^2}{T^2}$	Н · м	1 *кгс · м* = = 9,81 Н · м	1 Н · м = = 0,102 *кгс* · м
	Давление	—	$\frac{P}{L^2}$	*кгс/м²*	Давление	—	$\frac{M}{T^2L}$	Па= =Н/м²	1 *кгс/м²* = = 9,81 Па	1Па= = 0,102 *кгс/м²*
		Высота водяного столба		*м вод. ст.*					1 *м вод. ст.* на земле — 9810 Па	1000 Па = =0,102 *м вод.ст.* = = 7,5 *мм. рт. ст.*
		Высота ртутного столба		*мм рт. ст.*					1 *мм рт. ст.* на земле — 0,00136 *кгс/см²* = = 133 Па	

Таблица II. **Потенциальные гидроресурсы мира**

Континент или страна	Мощность, млн. *квт*	Выработка, млрд. *квт · ч*	Процент от общих запасов на земном шаре
Европа	240	2100	6,4
Азия	1340	11750	35,7
Африка	700	6150	18,7
Северная Америка	700	6150	18,7
Южная Америка	600	5250	16
Австралия	170	1500	4,5

Таблица III. **Параметры действующих поворотнолопастных турбин осевого типа**

Наименование ГЭС	Напор $H_р$, *м*	Мощность турбины *N*, *квт*	Количество агрегатов	Частота вращения *n*, *об/мин*	Фирма-изготовитель
Вертикальные					
Волжская ГЭС им. XXII съезда КПСС	19	126000	22	68,2	ЛМЗ
Джердап (Румыния — Югославия)	27,16	178000	12	71,4	»
Джупия (Бразилия)	21,1	103000	12	78,3	АСГЭН
Кованс Форд (США)	35	117500	3	105,9	Аллис-Чалмерс
Айс Харбор (США)	27	105000	3	90	»
Роки Бич (США)	28	103000	7	90	»
Рочетта (Италия)	56	3700	1	500	АСГЭН
Нембия (Италия) *	88	17800	1	375	»
Кастеллетто (Италия)	58	12430	1	375	»
Вилюйская	55	79500	4	187,5	ХТГЗ
Учкурганская (двухперовая)	36	52000	1	115,2	ЛМЗ
Горизонтальные капсульные					
Саратовская	10,6	47300	2	7,5	ЛМЗ
Киевская	7,7	17200	20	85,7	ХТГЗ
Ранс ** (Франция)	5,75	10000	24	93,75	Нейрпик
Герстхейш	9,8	23000	4	107	Нейрпик

* Указаны максимальные напоры.
** Обратимые гидроагрегаты приливной электростанции.

Таблица IV. **Параметры крупнейших действующих радиально-осевых гидротурбин**

Наименование ГЭС	Напор $H_р$, *м*	Мощность турбины *N*, *квт*	Количество агрегатов	Частота вращения *n*, *об/мин*	Фирма-изготовитель
Средненапорные гидротурбины					
Грэнд-Кули (США)	110,4	100000	18	120	Ньюпорт-Ньюс
Сторнор-Форс (Швеция)	75	147100	3	125	Нохаб
Баундэри (США)	82,6	167100	4	120	—»—
Сейтеварэ (Швеция)	171	222200	1	200	—»—
Асуанская (Египет)	57,5	180000	12	100	ЛМЗ
Братская	96	230000	20	125	—»—
Нурекская	223	310000	9	200	ХТГЗ
Красноярская	93	508000	12	93,8	ЛМЗ
Саяно-Шушенская (проект)	194	650000	10	136,4	—»—
Высоконапорные гидротурбины (указаны максимальные напоры)					
Ингурская	404	265000	5	250	ХТГЗ
Фererra (Швейцария)	522	71000	3	750	—»—
Мюррей (Австралия)	520	118	10	500	Бовин
Уста (Норвегия)	510	92	2	500	Квернер-Бруг
Рана (Норвегия)	495	121	3	428,6	—»—
Параделла (Швейцария)	494	75	4	750	Эшер-Висс
Сундал (Норвегия)	545	70	1	600	Квернер-Бруг
Сундербари (Норвегия)	460	103	1	500	—»—
Росхаг (Австрия)	672	58	4	750	Эшер-Висс
Хорнберг (ФРГ)	652	231	4	600	—»—

Таблица V. **Параметры действующих диагональных поворотнолопастных гидротурбин**

Наименование ГЭС	Напор *H*, *м*	Мощность турбины *N*, *квт*	Количество агрегатов	Частота вращения *n*, *об/мин*	Фирма-изготовитель
Аджура (Швеция)	58	90780	1	166,7	Нохаб
Бухтарминская	61	77000	1	150	ЛМЗ
Вальдеканас (Испания)	70	76000	3	150	Инглиш-Электрик
Сэр Адам-Бэк (Канада) *	25,3	33000	6	92,3	—»—
Таканэ (Япония) *	136,2 / 137,6	87300 / 97700	2	277	—»—
Зейская	78,5	220000	6	136,4	ЛМЗ

* Обратимые турбины

Примечание. В числителе приведены значения напора и мощности для турбинного режима, а в знаменателе — для насосного.

Таблица VI. **Параметры действующих радиально-осевых обратимых гидротурбин**

Наименование ГЭС	Напор H, м	Мощность турбины насоса N, квт	Количество агрегатов	Частота вращения n, об/мин	Фирма-изготовитель
Круахан (Шотландия)	$\frac{343}{368}$	100000	4	500	Бовин-КМВ
Вилларино (Испания)	$\frac{382}{404}$	135000	4	600	—»—
Хайвесси (США)	$\frac{58}{62}$	$\frac{60000}{75000}$	1	105,9	Аллис-Чалмерс
Таум Саук (США)	$\frac{240}{246}$	$\frac{340000}{340000}$	2	200	—»—
Нагано (Япония)	$\frac{107,5}{11100}$	$\frac{113000}{120000}$	2	150	Хитачи
Кэбин Крик (США)	377	166000	2	360	Аллис-Чалмерс
Кастайк (США)	381	261000	6	257	Хитачи
Бинхейм (США)	358	300000	4	275	Хитачи
Брасимон (Канада)	385	170000	2	375	$\frac{\text{Эшер-Висс}}{\text{Рива-Калзони}}$
Киевская ГАЭС	$\frac{70,5}{74}$	$\frac{34600}{40000}$	3	166,7	ХТГЗ

Примечание. В числителе приведены значения напора и мощности для турбинного режима, а в знаменателе — для насосного

Таблица VII. **Параметры крупнейших действующих ковшовых гидротурбин**

Наименование ГЭС	Напор H, м	Мощность турбины N, квт	Количество агрегатов	Частота вращения n, об/мин	Фирма-изготовитель
Кэмано (Канада)	700	116000	16	327	Доминион-Инжинирин и др.
Татевская	568	54600	3	500	ЛМЗ
Гросио (Италия)	600	107000	1	333	АСГЕН

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Модельные исследования гидротурбин. Под редакцией Малышева В. М. Л., «Машиностроение», 1971.
2. Барлит В. В. Основы теории гидравлических турбин. Курс лекций, ч. I. Харьков, Изд-во ХГУ, 1974.
3. Барлит В. В. Гидравлические расчеты проточной части реактивных гидротурбин. Курс лекций, ч. 2. Харьков, Изд-во ХПИ, 1972.
4. Барлит В. В. Гидравлические расчеты проточной части гидротурбин. Курс лекций, ч. 3. Харьков, Изд-во ХГУ, 1973.
5. Викторов Г. В. Гидродинамическая теория решеток. М., «Высшая школа», 1969.
6. Губин М. Ф. Отсасывающие трубы гидроэлектростанций. М., «Энергия», 1970.
7. Гутовский Е. В., Колтон А. Ю. Теория и гидродинамический расчет гидротурбин. М.—Л., «Машиностроение», 1974.
8. Грановский С. А. и др. Конструкции и расчет гидротурбин. М.—Л., «Машиностроение», 1974.
9. Дорфман Л. А. Численные методы в газодинамике турбомашин. Л., «Энергия», 1974.
10. Квятковский В. С. Диагональные гидротурбины. М., «Машиностроение», 1971.
11. Ковалев Н. Н. Проектирование гидротурбин. М.—Л., «Машиностроение», 1974.
12. Катсанис Т. Применение метода произвольных квазиортогональных линий к расчету распределения потока в турбомашине.— «Труды американского общества инженеров-механиков». Серия *А*, т. 88, № 2. Пер. с англ., 1966.
13. Кривченко Г. И. Насосы и гидротурбины. М., «Энергия», 1970.
14. Международный код натурных приемо-сдаточных испытаний гидравлических турбин. Публикация МЭК № 41. Пер. с англ., 1967 (ОНТИ ЦКТИ).
15. Международный код модельных испытаний гидротурбин МЭК. Публикация МЭК № 193. Пер. с англ., 1968 (ОНТИ ЦКТИ).
16. Михайлов И. Е. Турбинные камеры гидроэлектростанций. М., «Энергия», 1970.
17. Пылаев Н. И., Эдель Ю. У. Кавитация в гидротурбинах. М.— Л., «Машиностроение», 1974.
18. Раабе И. Гидравлические машины и установки. Пер. с нем. М., «Энергия», 1974.
19. Раухман Б. С. Прямая задача обтекания двумерной решетки профилей.— «Труды ЦКТИ», 1965, № 61.
20. Раухман Б. С. Профильные потери решетки радиально-осевой турбины в двумерном неплоском потоке. М., «Энергомашиностроение», 1963, № 12.
21. Сироткин Я. А. Аэродинамический расчет лопаток осевых турбомашин. М., «Машиностроение», 1972.
22. Смирнов И. Н. Гидравлические турбины и насосы. М., «Высшая школа», 1969.
23. Справочник конструктора гидротурбин. Под ред. Ковалева Н. Н. М.— Л., «Машиностроение», 1971.
24. Степанов Г. Ю. Гидродинамика решеток турбомашин. М., Физматгиз, 1962.
25. Турбины гидравлические поворотнолопастные. Камеры спиральные бетонные. Методика гидравлического расчета. Отраслевая нормаль ОН297-66 ЛМЗ, 1966.
26. Щапов Н. М. Виды потерь энергии в реактивной гидротурбине и раздельный пересчет ее коэффициента полезного действия с модели на натуру.— «Труды ВИГМ», вып. XXIII. М., Машгиз, 1959.
27. Эдель Ю. У. Ковшовые гидротурбины. М.— Л., Машгиз, 1963.
28. Этинберг И. Э. Теория и расчет проточной части поворотнолопастных гидротурбин. М.— Л., «Машиностроение». 1965.

УКАЗАТЕЛЬ ТЕРМИНОВ

Н

О

П

Р

С

Т

У

Ф

Х

Ц

Ч

ОГЛАВЛЕНИЕ



Янг И., Черномордик А.
Опытные рабочие, не издевайтесь над молодыми... 1930